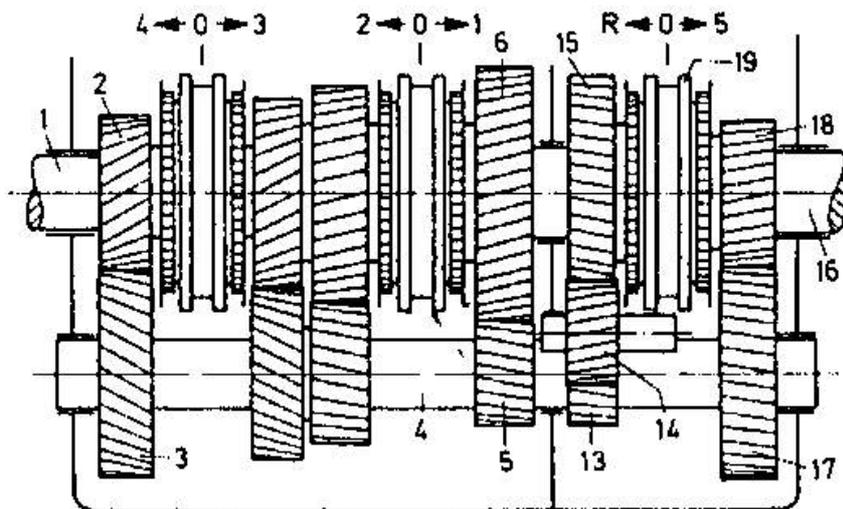

IL CAMBIO DI VELOCITA' MANUALE



1 NOTA PER GLI STUDENTI

Queste dispense nascono con l'intenzione di fornire a voi, allievi del Corso di Laurea Specialistica in Ingegneria dei Veicoli Terrestri dell'Università di Pisa, un preciso punto di riferimento per la preparazione del corso "Costruzioni Automobilistiche" di cui sono docente titolare da diversi anni.

Le dispense sono state realizzate seguendo il programma del corso, presentando gli stessi argomenti e concetti esposti a lezione ed approfondendo ulteriormente alcune parti ritenute particolarmente significative.

È importante però sottolineare che il presente lavoro, non ancora completo e corretto, viene ugualmente reso disponibile, solo ed esclusivamente per voi, al fine di fornirvi il prima possibile un riferimento con cui preparare il corso "Costruzioni Automobilistiche". Noterete quindi che nel testo sono ancora presenti figure disegnate a mano o formule con alcuni simboli incoerenti tra loro, così come, nonostante una prima revisione, errori di scrittura o concetti non esposti chiaramente.

Tuttavia rendervi disponibili le dispense non ancora definitive può essere un'occasione preziosa anche per aiutarci ad individuare eventuali errori o possibili miglioramenti. Vi invito quindi a segnalarmi personalmente (a lezione, ricevimento o in qualunque altra occasione) o attraverso una e-mail eventuali errori, suggerimenti o quesiti. A tale scopo, oltre che al sottoscritto, potete fare riferimento a:

- Ing. Francesco Frendo: f.frendo@ing.unipi.it
- Ing. Alessandro Malvasi: a.malvasi@ing.unipi.it

Ringrazio anticipatamente tutti coloro che contribuiranno a migliorare la qualità di queste dispense.

Pisa, gennaio 2005

Emilio Vitale

2 PREMESSA

Per mantenere il funzionamento del motore all'interno del suo campo ottimale di utilizzazione è indispensabile poter variare il rapporto di trasmissione tra il motore stesso e le ruote motrici.

La condizione di equilibrio dinamico tra momento motore M_m^1 e momento resistente M_r , si può, infatti, esprimere come:

$$M_m = \frac{M_r \tau_t}{\eta_t} \quad (2-1)$$

dove τ_t e η_t rappresentano rispettivamente il rapporto di trasmissione e il rendimento totale tra motore e ruote. Dall'espressione precedente risulta evidente che nel caso di un aumento del momento resistente, quando quello motore è già pari al valore massimo, è necessario avere la possibilità di ridurre il rapporto di trasmissione.

Per poter soddisfare questa necessità, tra il motore e le ruote è necessario inserire un dispositivo, generalmente definito cambio di velocità (anche se più correttamente dovrebbe essere definito cambio di rapporti), che permette di utilizzare il motore in un campo di funzionamento in grado di soddisfare le esigenze degli utenti.

¹ Si ricorda che in questo testo si impiega indistintamente la dicitura momento motore M_m e coppia erogata dal motore C . La coppia erogata dal motore viene normalmente definita anche coppia motrice ma si preferisce non utilizzare questa dicitura perché può generare confusione con la coppia disponibile alle ruote M_d . Analogamente non si utilizza il termine forza motrice che invece viene generalmente utilizzato per indicare la forza di trazione (cioè disponibile) e si preferisce in seguito utilizzare quest'ultima definizione.

3 CONSIDERAZIONI GENERALI

Per comprendere pienamente l'utilità di un cambio e il suo principio di funzionamento è indispensabile conoscere e studiare le performance del veicolo. In particolare è necessario analizzare la potenza richiesta e quella disponibile poiché dal loro confronto dipendono le prestazioni del mezzo.

3.1 Potenza richiesta e potenza disponibile

3.1.1 Resistenza al moto e potenza richiesta

La resistenza al moto è dovuta fondamentalmente a tre fattori principali:

1. resistenza aerodinamica;
2. pendenza della strada
3. resistenza di rotolamento.

Di seguito sono analizzati questi tre termini considerando, per semplicità, un veicolo che si muove in direzione rettilinea e a velocità costante V .

Resistenza aerodinamica

La forza resistente aerodinamica X_a nella direzione del moto può essere espressa con la seguente formula [Guig02] (Figura 3-1):

$$X_a = \frac{1}{2} \rho V_a^2 C_x S \quad (3-1)$$

dove ρ è la densità dell'aria, V_a la velocità relativa tra il veicolo e l'aria, C_x il coefficiente di resistenza² e S la superficie di riferimento (che può essere la proiezione frontale del veicolo o la sezione massima, rispettivamente A e B in figura).

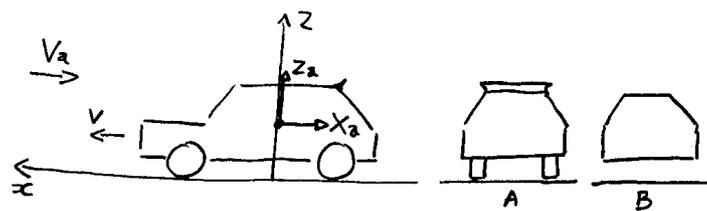


Figura 3-1 Sistema di riferimento utilizzato per studiare gli effetti aerodinamici e superfici di riferimento

Per semplificare ulteriormente la trattazione si consideri $V_a = V$:

$$X_a = \frac{1}{2} \rho V^2 C_x S \quad (3-2)$$

² Il coefficiente di resistenza, teoricamente, dovrebbe essere funzione solo della geometria degli oggetti, ma in certi casi dipende anche dalla velocità.

La potenza richiesta per compensare la resistenza aerodinamica risulta allora:

$$W_a = \left(\frac{1}{2} \rho V^2 C_x S \right) V = \frac{1}{2} \rho C_x S V^3 \quad (3-3)$$

Pendenza della strada

L'effetto della pendenza della strada può contrastare o agevolare il moto del mezzo a seconda che esso si stia muovendo rispettivamente in salita o in discesa.

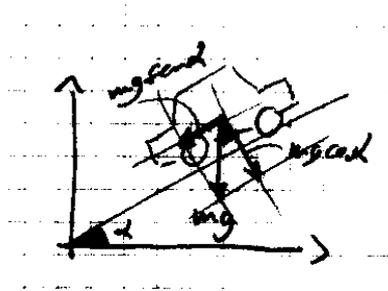


Figura 3-2 Effetto della pendenza della strada sul moto del veicolo

Considerando il primo caso (rappresentato in Figura 3-2) si ricava, con semplici calcoli trigonometrici, che la forza resistente dovuta alla pendenza della strada risulta:

$$F_p = W \cdot \text{sen} \alpha = mg \cdot \text{sen} \alpha \quad (3-4)$$

Allora la potenza necessaria per compensare questo effetto sfavorevole è pari a:

$$W_p = mg \cdot \text{sen} \alpha \cdot V \quad (3-5)$$

Poiché la pendenza della strada viene comunemente espressa in percentuale con la seguente espressione (dove l'ultima uguaglianza è valida solo per piccoli angoli):

$$\text{tg} \alpha = \frac{i}{100} \cong \text{sen} \alpha \quad (3-6)$$

si può anche scrivere:

$$W_p = mg \cdot \frac{i}{100} \cdot V \quad (3-7)$$

Resistenza di rotolamento

Se il pneumatico fosse una membrana perfetta, in condizioni di puro rotolamento l'andamento delle pressioni di contatto con la strada risulterebbe simmetrico rispetto alla perpendicolare al terreno passante per il centro ruota e la risultante delle suddette pressioni si troverebbe su quest'asse. In questo caso il pneumatico non dissiperebbe energia.

Nella realtà, a causa dell'isteresi interna alla gomma, il diagramma delle pressioni normali non ha un andamento simmetrico (Figura 3-3) e così la risultante, pur non variando ovviamente in modulo, risulta traslata di una quantità definita e rispetto alla direzione di

applicazione della forza F_z che rappresenta il carico gravante sulla ruota proiettato sulla normale alla superficie stradale.

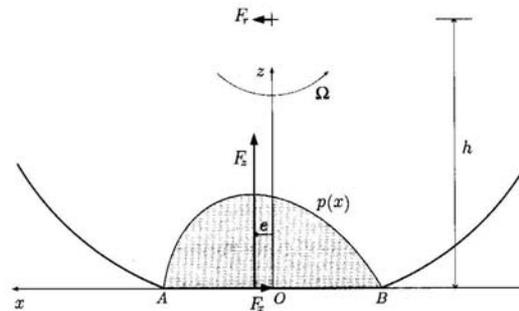


Figura 3-3 Andamento asimmetrico delle pressioni di contatto

Per questo motivo nasce un momento frenante pari a:

$$M_{rot} = F_z e \quad (3-8)$$

Per l'equilibrio alla rotazione della ruota trascinata, inoltre, è necessario avere anche una forza longitudinale F_x sulla superficie di contatto tra ruota e strada, bilanciata da una forza uguale e contraria $F_{i/rot}$ applicata all'asse della ruota e definita resistenza di rotolamento. Essa può essere espressa nel seguente modo:

$$F_{i/rot} = f_{rot} F_z \quad (3-9)$$

dove f_{rot} è detto coefficiente di resistenza³ al rotolamento e dipende da vari fattori tra cui la pressione di gonfiaggio, il tipo di pneumatico e la velocità di rotolamento⁴. Esso si può allora esprimere come la somma di due termini, di cui uno dipendente dalla velocità:

$$f_{rot} = f_{0rot} + KV^2 \quad (3-10)$$

La relazione (3.10) pur essendo stata calcolata nel caso di una ruota trascinata, viene utilizzata anche per stimare le perdite per rotolamento sulle ruote motrici.

La resistenza di rotolamento totale e la potenza richiesta per compensare queste perdite risultano rispettivamente:

$$F_{rot} = f_{rot} W_z \quad (3-11)$$

$$W_{rot} = f_{rot} W_z V \quad (3-12)$$

dove W_z è la forza peso del veicolo proiettata sulla normale alla superficie stradale che nel caso di una strada in pendenza (vedere Figura 3-2) risulta pari a:

$$W_z = mg \cdot \cos \alpha \quad (3-13)$$

³ Indicativamente f_{rot} varia nel campo 0,015÷0,02.

⁴ La dipendenza dalla velocità è dovuta agli effetti inerziali del battistrada.

Dalle formule precedenti risulta immediato osservare che le perdite per rotolamento diminuiscono quando il veicolo si muove in pendenza (sia in salita che in discesa).

Utilizzando la formula precedente e l'espressione del coefficiente di rotolamento, si può esplicitare la potenza richiesta:

$$W_{rot} = f_{0rot} mg \cdot \cos \alpha V + Kmg \cdot \cos \alpha V^3 \quad (3-14)$$

Forza resistente e potenza totale richiesta

La forza resistente totale è pari alla somma dei tre contributi prima ricavati:

$$F_r = X_a + F_p + F_{rot} \quad (3-15)$$

e quindi ha un andamento parabolico crescente in funzione della velocità.

Analogamente la potenza totale necessaria per vincere la resistenza al moto (cioè la potenza richiesta per avanzare a velocità costante) si può esprimere come somma delle tre potenze (3.4), (3.6) e (3.15) o come prodotto della forza resistente per la velocità del mezzo:

$$W_r = W_a + W_p + W_{rot} = F_r V \quad (3-16)$$

da cui:

$$W_r = \frac{1}{2} \rho C_x S V^3 + mg \cdot \sin \alpha V + f_{0rot} mg \cdot \cos \alpha V + Kmg \cdot \cos \alpha V^3 \quad (3-17)$$

Raggruppando i termini lineari e quelli cubici della velocità si ottiene:

$$W_r = (mg \cdot \sin \alpha + f_{0rot} mg \cdot \cos \alpha) V + \left(\frac{1}{2} \rho C_x S + Kmg \cdot \cos \alpha \right) V^3 = AV + BV^3 \quad (3-18)$$

L'andamento della potenza resistente in funzione della velocità⁵, quindi, è quello di una cubica passante per l'origine e composta dai due termini AV e BV^3 (Figura 3-4).

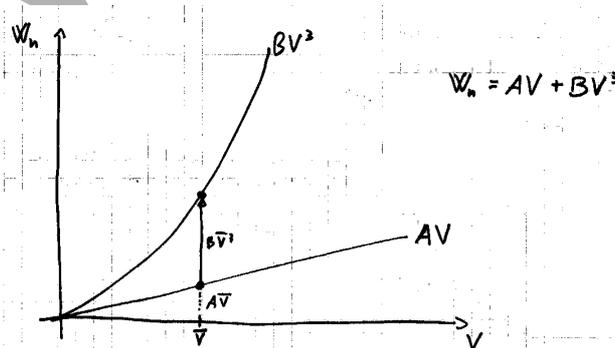


Figura 3-4 Grafico della potenza necessaria al moto

⁵ Per quanto appena ricavato anche la forza resistente si può esprimere come somma di due termini:

$$F_r = (mg \cdot \sin \alpha + f_{0rot} mg \cdot \cos \alpha) + \left(\frac{1}{2} \rho C_x S + Kmg \cdot \cos \alpha \right) V^2 = A + BV^2$$

Calcolando la derivata della potenza rispetto alla velocità si dimostra facilmente che il termine A fornisce la pendenza del suddetto grafico nell'origine:

$$\left. \frac{dW_r}{dV} \right|_{V=0} = A \quad (3-19)$$

dove:

$$A = mg \cdot \sin \alpha + f_{0rot} mg \cdot \cos \alpha = mg \left(\frac{i}{100} + f_{0rot} \right) \quad (3-20)$$

Considerando quest'ultima espressione si può osservare che essa varia con la pendenza della strada (Figura 3-5) e si annulla nel caso limite in cui il mezzo, pur essendo in discesa, rimane fermo perché la resistenza di rotolamento statica compensa l'effetto della pendenza ($f_{0rot} = -\tan \alpha$). Nel caso di una strada in pianura ($i=0$), invece, il termine A risulta positivo e precisamente pari a mgf_{0rot} .

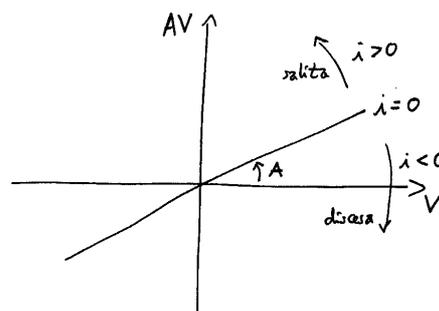


Figura 3-5 Variazione del termine lineare della W_r in funzione della pendenza

Variando la pendenza della strada varia quindi il termine lineare della formula della potenza (Figura 3-6) e con esso l'intera espressione (3.19) dando origine ad una famiglia di curve cubiche passanti per l'origine.

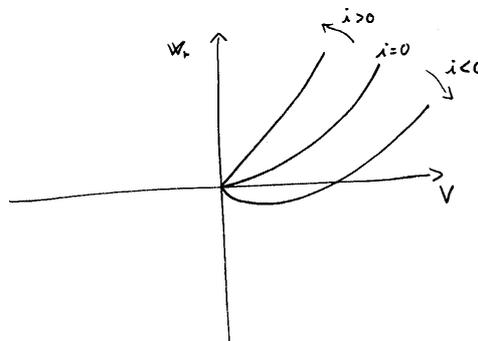


Figura 3-6 Grafici della potenza resistente in funzione della pendenza

Dalle curve precedenti si può osservare che il termine aerodinamico, oltre una certa velocità, diventa nettamente prevalente sugli altri per cui anche in discesa la potenza necessaria per il moto può assumere valori positivi.

3.1.2 Potenza fornita dal motore e potenza disponibile

Curve di coppia e di potenza

Le curve di coppia e di potenza caratterizzano il comportamento di un motore non solo in funzione del regime di rotazione ma anche dell'intervento di un organo di regolazione che può essere la valvola a farfalla⁶ nel caso dei motori ad accensione comandata o la pompa di iniezione per i motori ad accensione spontanea.

Una curva di coppia di un motore si ricava sperimentalmente al banco prova mantenendo costante l'apertura della valvola a farfalla (o la portata della pompa di iniezione) e frenando il motore con una coppia frenante nota. Al variare della posizione dell'organo di regolazione, quindi, si ottiene una famiglia di curve (Figura 3-7): per questo motivo fornendo una curva è necessario indicare anche le condizioni di carico a cui si riferisce.



Figura 3-7 Curve di coppia in funzione del numero di giri e del carico⁷

Una curva di potenza W_m si può ricavare da quella di coppia corrispondente sfruttando le seguenti espressioni:

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} \quad (3-21)$$

$$W_m = C \cdot \omega_m = C \cdot \frac{2\pi n}{60} \quad (3-22)$$

dove n rappresenta il numero di giri del motore in [giri/min].

Si può così ricavare la famiglia di curve della potenza (Figura 3-8):

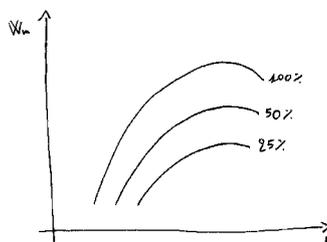


Figura 3-8 Curve di potenza in funzione del numero di giri e del carico

⁶ O direttamente le valvole di aspirazione nel caso di alcuni motori di ultimissima generazione.

⁷ La coppia non è costante anche se il dispositivo di regolazione è tenuto in posizione fissa perché il numero di giri influenza il coefficiente di riempimento, le turbolenze, il rendimento globale...per un approfondimento di questi problemi [Ferr95].

Generalmente, comunque, si forniscono le curve di massimo carico perché definiscono le prestazioni limite del motore (Figura 3-9).

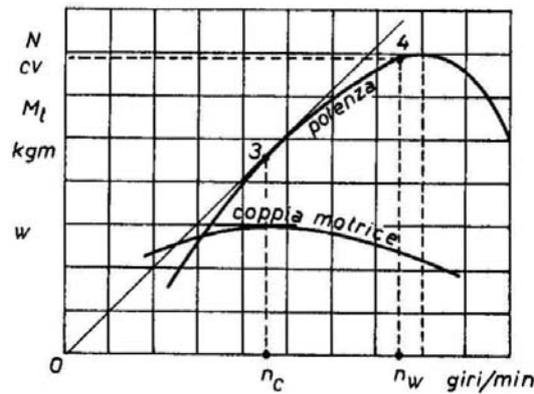


Figura 3-9 Curve di coppia e di potenza di un motore

È interessante osservare che al regime di coppia massima deve corrispondere la massima pendenza della retta congiungente l'origine con i punti della curva di potenza, cioè tale retta deve essere tangente al grafico di questa curva. Si può infatti scrivere:

$$\frac{W_m}{n} = C \cdot \frac{2\pi}{60} = \text{tg}\theta \quad (3-23)$$

da cui è evidente che alla coppia massima deve corrispondere il valore massimo di $\text{tg}\theta$.

È anche importante sottolineare che l'intervallo compreso tra il numero di giri corrispondente alla coppia massima (indicato con n_c in Figura 3-9) e quello corrispondente alla potenza massima (n_w) rappresenta il campo di funzionamento ottimale per il motore: al di sotto di n_c , infatti, l'alimentazione del motore diventa irregolare e la curva di coppia instabile, mentre non conviene andare oltre n_w poiché lo stesso valore di potenza si può ottenere anche a regimi più bassi e quindi con minori consumi, vibrazioni e sollecitazioni.

Rendimento della trasmissione e potenza disponibile

A causa del rendimento della trasmissione la potenza W_d disponibile alle ruote è chiaramente inferiore a quella W_m fornita dal motore.

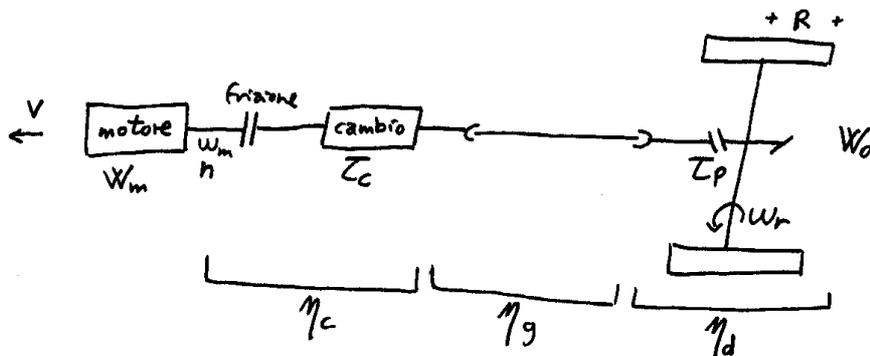


Figura 3-10 Schema della trasmissione di un autoveicolo

In ognuno degli organi costituenti la trasmissione si hanno delle perdite e in definitiva, con una schematizzazione semplice ma realistica (vedere anche la Figura 3-10), si può ritenere che il rendimento complessivo η_t sia dato dal prodotto dei seguenti termini:

- rendimento del gruppo cambio/frizione η_c ;
- rendimento dei giunti e dell'albero di trasmissione η_g ;
- rendimento del differenziale η_d .

Risulta quindi:

$$\eta_t = \eta_c \eta_g \eta_d \quad (3-24)$$

da cui (Figura 3-11):

$$W_d = \eta_t W_m \quad (3-25)$$

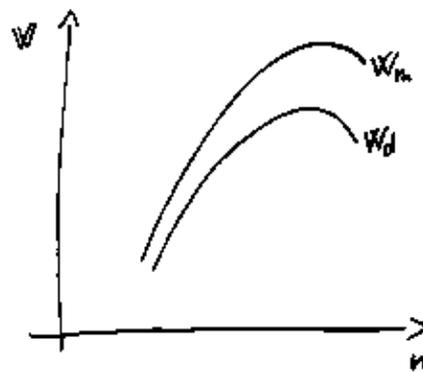


Figura 3-11 Potenza motore e potenza disponibile

Graficamente conviene però rappresentare le potenze W_m e W_d in scala logaritmica poiché in tal modo si può ottenere la curva della potenza disponibile semplicemente traslando in verticale la curva della potenza motore di una quantità pari al rendimento della trasmissione (Figura 3-12).

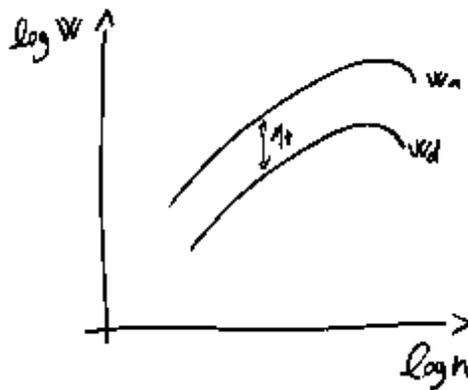


Figura 3-12 Potenza motore e potenza disponibile in scala logaritmica

Per effettuare una stima approssimativa dell'entità di queste perdite si possono utilizzare i seguenti valori indicativi:

- il rendimento di un ingranamento è pari a circa 0,97, per cui nel caso peggiore di un cambio a gradini a tre alberi (descritto nel capitolo successivo) $\eta_c=0,97^2$;
- il rendimento dei giunti dipende fortemente dall'angolo di funzionamento; per un classico giunto cardanico si può assumere $\eta_g=0,99$, quindi dovendone impiegare una coppia $\eta_g=0,99^2$;
- il rendimento di un differenziale, nel caso di un veicolo che si muove in rettilineo, si può assumere pari a $\eta_d=0,95$.

Complessivamente:

$$\eta_t = 0,97^2 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 = 0,87 \quad (3-26)$$

La perdita totale, quindi, è elevata (13%). Descrivendo successivamente le possibili soluzioni costruttive per i cambi, verranno discusse anche le conseguenze sul valore del rendimento η_c .

3.1.3 Confronto tra la potenza resistente e quella disponibile

Per poter confrontare la potenza resistente, ricavata in funzione della velocità del veicolo, con la potenza disponibile, ricavata in funzione del numero di giri del motore, è necessario esprimere n in funzione di V .

Riferendosi anche alla Figura 3-10, si prendano in considerazione le seguenti espressioni:

$$V = \omega_r R \quad (3-27)$$

$$\frac{\omega_r}{\omega_m} = \tau_t \quad (3-28)$$

$$\omega_m = \frac{2\pi n}{60} \quad (3-29)$$

dove ω_r rappresenta la velocità di rotazione delle ruote, ω_m quella del motore e R il raggio di rotolamento. Osservando infine che il rapporto di trasmissione totale (o globale) include sia quello del cambio che quello del ponte:

$$\tau_t = \tau_c \tau_p \quad (3-30)$$

si può ricavare la relazione cercata e sovrapporre i grafici (Figura 3-13) per effettuare il confronto:

$$V = \frac{2\pi n}{60} \tau_c \tau_p R \quad (3-31)$$

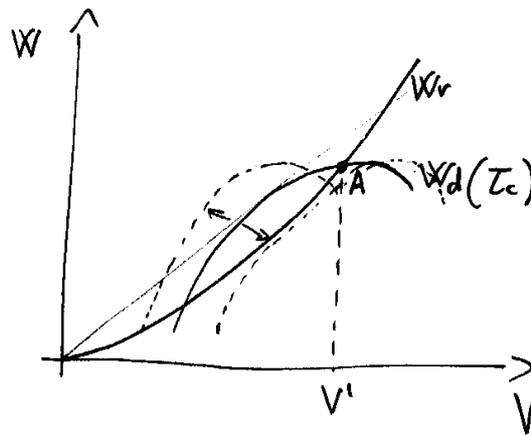


Figura 3-13 Confronto tra i grafici della potenza richiesta e disponibile in funzione di V

Dalla relazione precedente è immediato osservare che la velocità V dipende da τ_c e, quindi, per ogni rapporto di trasmissione del cambio si ottiene una diversa curva della potenza disponibile in funzione della velocità (Figura 3-19) ed è così possibile, al variare della potenza resistente, della parzializzazione e della velocità del veicolo, mantenere il regime del motore all'interno del campo ottimale di funzionamento. Su questo principio, analizzato più in dettaglio nel prossimo paragrafo, si basa il principio del cambio di velocità.

È interessante concludere osservando che il problema può essere studiato anche da un altro punto di vista, cioè effettuando il confronto tra la potenza disponibile e quella richiesta in funzione del numero di giri (Figura 3-14):

$$n = \frac{60V}{2\pi\tau_c\tau_p R} \quad (3-32)$$

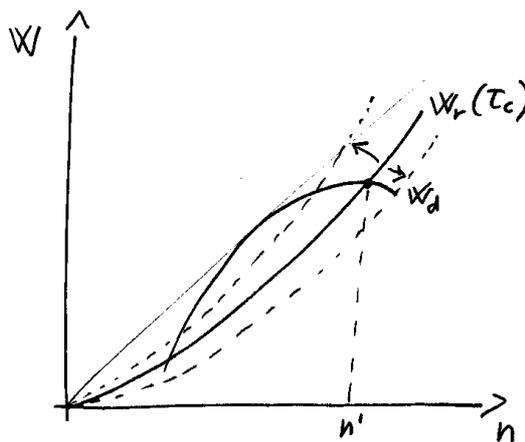


Figura 3-14 Confronto tra i grafici della potenza richiesta e disponibile in funzione di n

In questo caso al variare del rapporto di trasmissione si ottiene una differente curva della potenza resistente. Nel seguito viene talvolta utilizzato anche questo diverso modo di procedere, anche se meno diffuso, perché permette di effettuare alcune interessanti osservazioni.

3.2 Principio di funzionamento e utilità del cambio

Utilizzando un rapporto di trasmissione fisso tra il motore e le ruote si ottiene una curva che permette di sfruttare la potenza massima del motore W_{dmax} in corrispondenza di un solo valore della velocità: ad esempio V'_I per la prima curva di fig. Tuttavia, anche disponendo di un cambio a gradini con un numero finito di rapporti, ci si può solo avvicinare ad uno sfruttamento ottimale del motore poiché un numero infinito di condizioni di funzionamento (intese come valori della potenza in funzione della velocità) non possono comunque essere raggiunte (ad esempio quelle dell'area tratteggiata in figura).

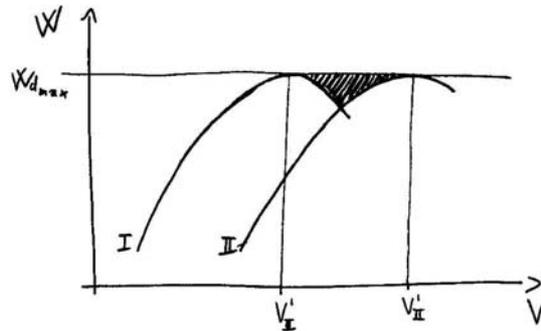


Figura 3-15 Curve della potenza disponibile

Per questo motivo, per sfruttare al meglio la potenza del motore, la potenza disponibile alle ruote dovrebbe essere costante; in tal caso, essendo $W=Cn$, la coppia disponibile seguirebbe una legge iperbolica decrescente all'aumentare del numero di giri. Essendo però $C \sim F$ e $n \sim V$ anche l'andamento ottimale della forza disponibile alle ruote $F_{d/opt}$ in funzione della velocità dovrebbe avere un analogo andamento iperbolico con limite superiore imposto dall'aderenza massima delle ruote motrici ($F_{d/max} = F_{ad}$). Inoltre, come dimostrato nel paragrafo 3.1.1, anche la forza resistente F_r è una funzione (crescente) della velocità secondo una legge parabolica (Figura 3-16).

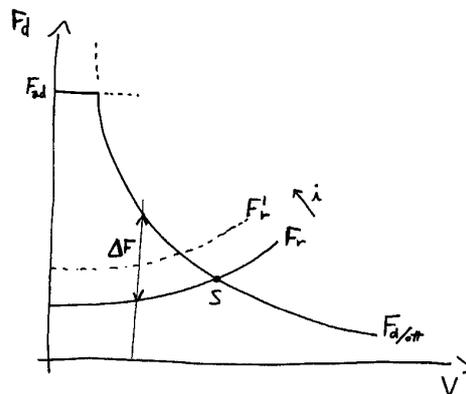


Figura 3-16 Andamento ottimale della forza disponibile alle ruote

Confrontando allora l'andamento ottimale della forza disponibile alle ruote con quello della forza resistente si determina il punto di intersezione S che rappresenta la condizione di funzionamento a regime.

Si possono inoltre ricavare le seguenti proprietà:

- Tutti i punti di funzionamento a regime risultano stabili poiché, partendo da un punto S , nel caso di un aumento della velocità⁸ la curva della forza resistente si trova al di sopra di quella disponibile per cui il veicolo tende a rallentare tornando nella condizione di funzionamento S , mentre per una diminuzione di velocità si ha la situazione opposta, cioè la curva della potenza disponibile si trova al di sopra di quella resistente per cui il veicolo tende ad accelerare tornando nuovamente al punto S .
- Nel caso di un aumento della resistenza, ad esempio a causa di una maggiore pendenza (curva F_r' in Figura 3-16), si può disporre di una maggiore forza alle ruote riducendo la velocità e trovando un nuovo punto di intersezione tra le due curve.
- Nei transitori è possibile disporre sempre della massima differenza $\Delta F = F_{d/ott} - F_r$ utile ad accelerare il veicolo.

Ricordando la proporzionalità $C \sim F$ e $n \sim V$ e supponendo costante il rapporto di trasmissione totale, si può riportare nel diagramma precedente anche la curva caratteristica di un motore a combustione interna (vedere Figura 3-7) che fornisce il reale andamento della forza disponibile alle ruote:

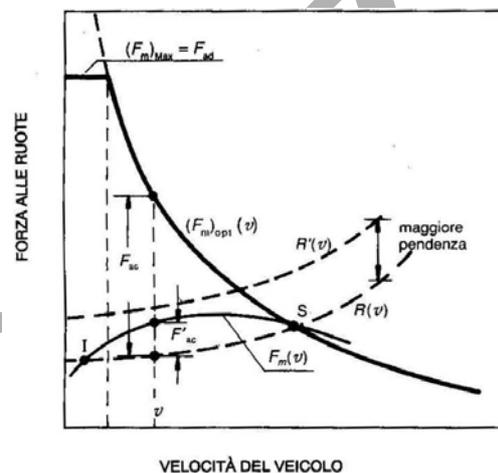


Figura 3-17 Curva della forza disponibile con un rapporto di trasmissione fisso

Tale andamento si discosta eccessivamente da quello ottimale, inoltre si può osservare che:

- Solo il tratto a destra del punto di massimo della curva della forza reale disponibile rappresenta una condizione di funzionamento stabile a regime (analogamente a quanto definito precedentemente). Quando, infatti, il punto di intersezione si trova alla sinistra del massimo (punto I in Figura 3-17) l'equilibrio è di tipo instabile: nel caso di una diminuzione di velocità, la curva della forza resistente si trova al di sopra di quella disponibile per cui la vettura tende a rallentare ulteriormente fino ad arrestarsi mentre nel caso di un aumento di velocità la curva della forza disponibile si trova al di sopra dell'altra per cui il veicolo accelera ulteriormente.
- Nel caso di un aumento della forza resistente oltre un certo valore (tale da non avere più intersezione tra le due curve, ad esempio la curva R' in figura) il veicolo tenderebbe ad arrestarsi non potendo disporre di una forza superiore a quella resistente neanche diminuendo la velocità.
- Il ΔF disponibile nei transitori per accelerare è molto minore rispetto al caso ottimale.

⁸ A causa di un evento passeggero limitato nel tempo: ad esempio un breve tratto di strada in discesa.

Dalle precedenti considerazioni si deduce che la trasmissione del moto da un motore a combustione interna alle ruote motrici non può ridursi ad un rapporto di trasmissione fisso ma deve essere possibile variare quest'ultimo (in modo discontinuo o continuo) per adattare la forza disponibile alle richieste che sono notevolmente variabili.

Mediante un cambio a variazione continua del rapporto di trasmissione è possibile, da un punto di vista teorico, realizzare la condizione ottimale di potenza costante disponibile alle ruote ed ottenere, quindi, una curva della coppia (o forza) disponibile di forma iperbolica.

Con un cambio a variazione discontinua, invece, si può solo approssimare la condizione ottimale e tale approssimazione è tanto migliore quanto più elevato è il numero di rapporti adottati⁹. Non potendone ovviamente impiegare un numero infinito, la scelta del numero ottimale di rapporti e il loro dimensionamento, dipende in realtà dal compromesso tra una serie di fattori: le prestazioni, la guidabilità, il peso, l'ingombro, il costo, per ricordare i principali. Questo problema viene affrontato nel prossimo capitolo.

Qualitativamente si può anticipare che per ogni rapporto si ottiene una diversa curva della forza disponibile, e l'involuppo di tutte le curve permette di avvicinarsi all'andamento ottimale iperbolico (in Figura 3-18 è rappresentato un esempio per un cambio discontinuo a 4 marce). Un ulteriore grado di libertà è fornito dalla possibilità di variare il carico così da poter ottenere una famiglia di curve per ogni rapporto: sfruttando queste due possibilità di regolazione è possibile soddisfare le diverse esigenze di funzionamento del veicolo al variare della potenza resistente (solo le piccole aree comprese tra l'involuppo delle curve a pieno carico e l'iperbole rappresentano delle zone di funzionamento non raggiungibili).

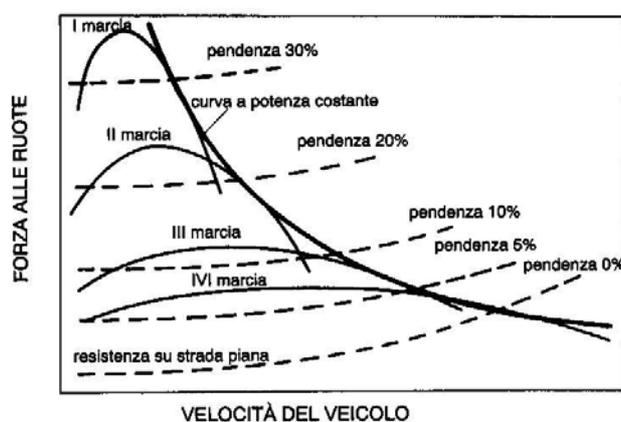


Figura 3-18 Curve della forza disponibile con un cambio discontinuo

Considerando questo problema dal punto di vista della potenza invece che della forza, la conclusione alla quale si giunge è necessariamente identica.

Nel paragrafo precedente, infatti, si era dimostrato che per sovrapporre e confrontare i grafici della potenza disponibile e resistente si può esprimere n in funzione di V o viceversa. Nel primo caso si ottiene che variando il rapporto di trasmissione del cambio la curva W_d trasla orizzontalmente¹⁰ (rimanendo fissa la curva W_r) mentre nel secondo resta fissa la W_d e varia la W_r . In entrambi i casi, inoltre, la curva della potenza disponibile si sposta verticalmente in funzione del carico mentre la curva della potenza resistente varia con la pendenza stradale.

⁹ L'approssimazione della condizione ottimale è influenzata anche dalla forma delle curve di coppia e potenza e in particolare dall'elasticità del motore, vedere [Ferr95].

¹⁰ In realtà queste curve non sono perfettamente identiche ed anche i valori massimi sono leggermente diversi perché per ogni marcia si ha un rendimento η_c un po' differente.

Per comprendere come si utilizzano queste curve si ipotizzi di viaggiare ad una certa velocità (ad esempio $V'=60 \text{ Km/h}$) con un determinato carico (80%) e un certo rapporto di trasmissione (IV° marcia). In generale affinché il veicolo possa viaggiare ad una certa velocità costante V' è necessario che in corrispondenza di tale velocità si abbia l'intersezione tra una curva della potenza disponibile e la potenza richiesta; tale punto di funzionamento a regime è indicato con A sia in Figura 3-19 che in Figura 3-20. Una volta trovato l'equilibrio se si varia la velocità del veicolo o la potenza richiesta è necessario variare anche la potenza disponibile per ricercare il nuovo equilibrio così come è necessario variare quest'ultima anche se si vuole mantenere costante la velocità ma cambiare la marcia: in questo caso, infatti, la potenza richiesta non varia ma la curva della potenza disponibile "trasla" nel piano (verso sinistra se si scala la marcia come nel caso in figura) per cui diventa necessario parzializzare il carico (ad esempio al 60% in figura) per mantenere il punto di intersezione tra le curve nel punto A corrispondente ad una determinata coppia di valori V/W .

Si può anche osservare che con le marce più alte si può, nel caso di un motore AC, tenere la valvola a farfalla più aperta e quindi avere un miglior rendimento.

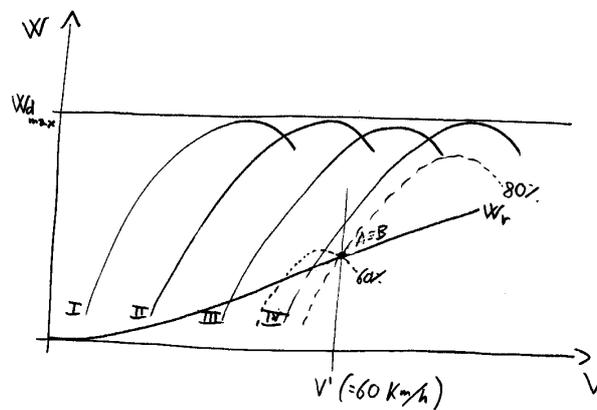


Figura 3-19 Spostamento delle curve della W_d al variare di τ_c nel piano W/v

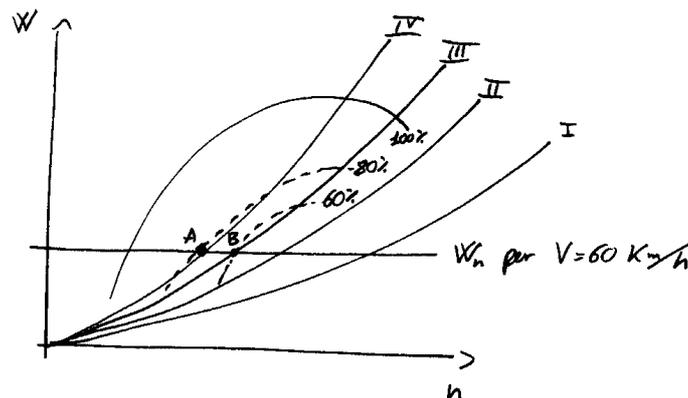


Figura 3-20 Spostamento delle curve della W_r al variare di τ_c nel piano W/n

Si prenda adesso in considerazione il caso di un cambio di potenza resistente, ad esempio a causa di una salita. Ipotizzando di viaggiare ad una certa velocità V' a pieno carico e con un certo rapporto di trasmissione (IV° marcia) (punto A sia in Figura 3-21 che in Figura 3-22), l'aumento di potenza resistente provoca un rallentamento del veicolo e quindi una

diminuzione del numero di giri. Per evitare che il motore si fermi, si può aumentare al massimo il carico ma se questo non è sufficiente è necessario intervenire diminuendo il rapporto di trasmissione, infatti in entrambe le figure si vede che non è possibile trovare un punto di funzionamento senza cambiare marcia perché le curve W_r e W_d non si intersecano. Ovviamente la nuova situazione di equilibrio si trova ad una velocità inferiore (punto B).

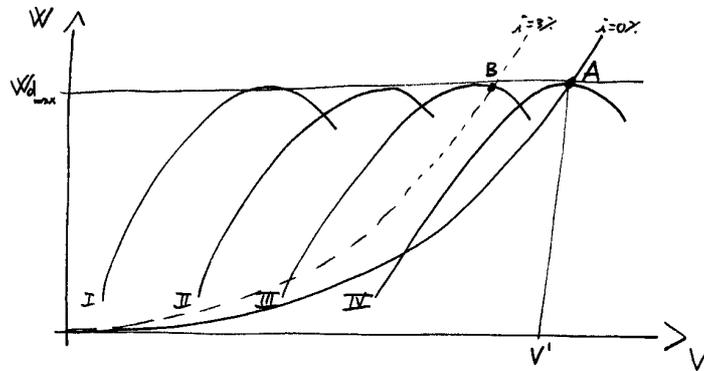


Figura 3-21 Effetto di un cambio di W_r sulle condizioni di funzionamento nel piano W/v

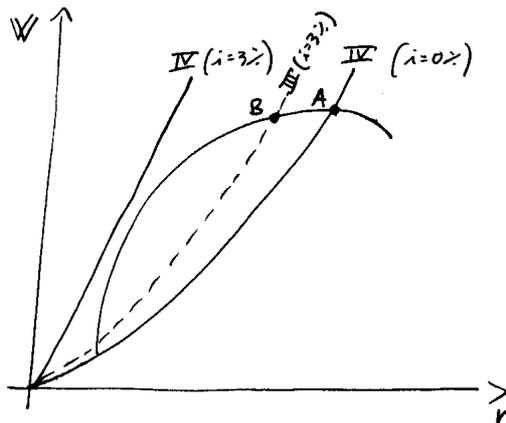


Figura 3-22 Effetto di un cambio di W_r sulle condizioni di funzionamento nel piano W/n ¹¹

3.3 Classificazione dei cambi automobilistici

La distinzione più importante che si può effettuare per classificare i cambi automobilistici è quella tra cambi che permettono di variare con continuità il rapporto di trasmissione e cambi che invece possiedono un numero ridotto (discreto) di marce (cambi discontinui).

Alla prima categoria appartengono i cambi di tipo CVT (Continuously Variable Transmission) che derivano dal "Variomatic" Daf: essi permettono di variare con continuità il rapporto di trasmissione mediante un sistema meccanico costituito da cinghie e pulegge (Figura 3-23).

¹¹ In realtà per sapere se la curva III ($i=3\%$) si deve collocare a destra o a sinistra della IV ($i=0\%$) occorre effettuare i calcoli caso per caso.

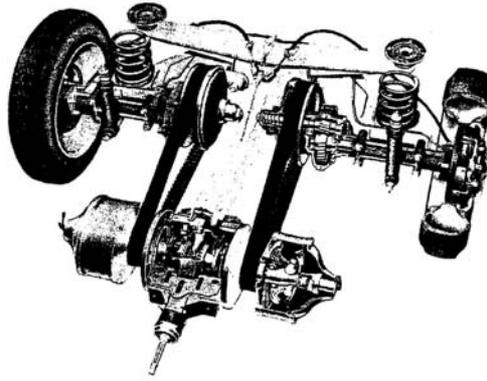


Figura 3-23 Esempio di cambio CVT

I rappresentanti più significativi dell'altra categoria sono invece i classici cambi discontinui formati sostanzialmente da alcune coppie di ingranaggi (Figura 3-24), ognuna dedicata a realizzare un determinato rapporto di trasmissione. I cambi di questo tipo vengono anche definiti a gradini e possono essere a loro volta suddivisi in alcune categorie descritte nel paragrafo 4.2.1.

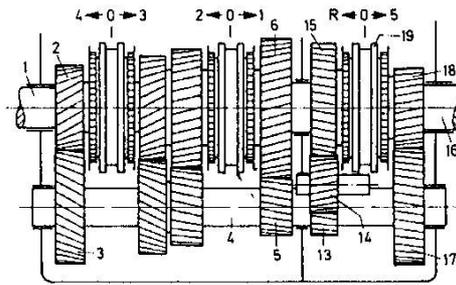


Figura 3-24 Esempio di cambio a gradini con 5 marce più retromarcia

Alla categoria dei cambi discontinui appartengono a rigore anche i cambi costituiti da un convertitore di coppia idrodinamico e uno (o più) rotismi epicicloidali (Figura 3-25). Con un rotismo, infatti, si possono realizzare solo 3 rapporti però il convertitore di coppia attenua i salti tra queste marce permettendo una variazione quasi continua del rapporto di trasmissione. Per questo motivo questa tipologia di cambi potrebbe essere considerata intermedia tra le due precedenti.

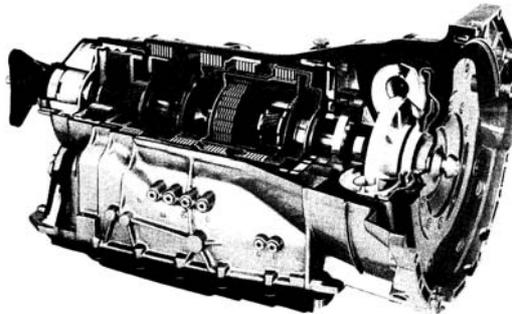


Figura 3-25 Cambio costituito da convertitore di coppia e rotismi epicicloidali

Un altro tipo di classificazione dei cambi può essere effettuata in base al tipo di sistema utilizzato per comandare l'inserimento delle marce: questo comando può essere di tipo manuale o automatico. È importante sottolineare che generalmente i cambi automatici prevedono comunque la possibilità di escludere l'automatismo e scegliere manualmente la marcia da inserire.

Riprendendo in considerazione le tre categorie di cambi prima analizzate dal punto di vista del tipo di comando, i CVT appartengono alla classe degli automatici ed infatti uno dei loro principali vantaggi è proprio quello di variare automaticamente e con continuità il rapporto di trasmissione secondo un preciso criterio che può essere (a scelta) quello di mantenere costantemente la coppia massima o il minimo consumo. A dimostrazione di quanto detto prima, però, nel software di controllo è anche implementata la possibilità di emulare un cambio manuale sequenziale a gradini.

I cambi discontinui a gradini rappresentano i cambi manuali propriamente detti che equipaggiano la stragrande maggioranza delle vetture circolazione (almeno in Europa). Essi prevedono, per i normali autoveicoli, l'implementazione di 4, 5 o 6 marce, mentre per i fuoristrada e i veicoli commerciali pesanti è previsto anche l'impiego delle marce ridotte. In realtà negli ultimi anni si stanno rapidamente diffondendo anche i cambi a gradini automatizzati (o robotizzati) che sono costituiti dai classici cambi a gradini sui quali vengono implementati dei servocomandi che permettono di selezionare ed inserire le marce (ed anche la frizione) senza l'intervento del guidatore. Con questo sistema, quindi, è possibile scegliere se affidarsi ad una gestione completamente automatica, oppure lasciare all'utente la scelta della marcia da inserire.

I cambi automatici più tradizionali (molto diffusi negli Stati Uniti) sono invece quelli costituiti da un convertitore di coppia idrodinamico e uno (o più) rotismi epicicloidali. In molte versioni, soprattutto quelle più vecchie e destinate al mercato americano, essi non prevedono neanche la possibilità di scegliere manualmente le marce.

4 IL CAMBIO A GRADINI

4.1 Calcolo dei rapporti di trasmissione¹²

In base a quanto affermato nel precedente capitolo, un problema di fondamentale importanza nel progetto di un cambio a gradini è rappresentato dalla scelta dei vari rapporti di trasmissione al fine di garantire delle buone prestazioni del veicolo in ogni condizione di funzionamento.

4.1.1 Calcolo del primo e dell'ultimo rapporto

La prima marcia viene dimensionata in modo da garantire il superamento della massima pendenza per la quale è previsto l'impiego del veicolo.

La condizione limite che identifica la massima pendenza teoricamente superabile può essere facilmente determinata considerando che in prima marcia e in salita la velocità è ridotta e quindi si può trascurare il termine aerodinamico. Poiché anche le perdite per rotolamento sono piccole si può assumere $BV^3=0$ e quindi rimane:

$$W_r = AV \quad (4-1)$$

cioè l'equazione di una retta il cui punto di tangenza con la curva W_d identifica proprio la condizione limite di massima pendenza superabile (Figura 4-1). Per quanto discusso nel capitolo precedente tale condizione si ottiene in corrispondenza della coppia massima.

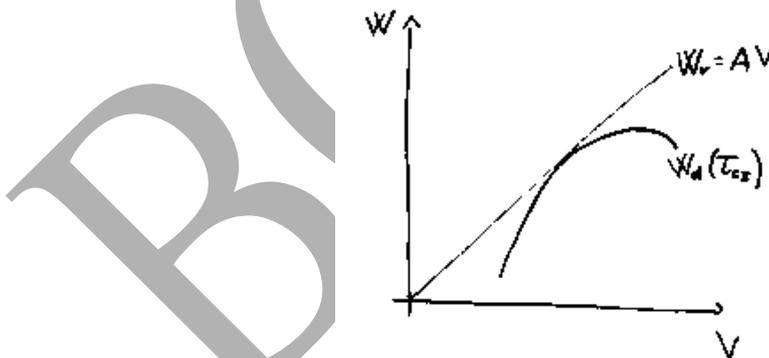


Figura 4-1 Pendenza massima teoricamente superabile in prima marcia

¹² Si ricorda che normalmente si definisce rapporto di trasmissione τ il rapporto tra le velocità angolari del cedente 2 (ruota condotta) e del movente 1 (ruota conduttrice):

$$\tau = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{R_1}{R_2} = \frac{z_1}{z_2}$$

tuttavia quando ci si riferisce alle trasmissioni dei veicoli, che sono sempre dimensionate in modo da ridurre il numero di giri per aumentare la coppia alle ruote, si preferisce utilizzare il rapporto di demoltiplicazione, che è definito come l'inverso di quello di trasmissione, per non dover lavorare con numeri inferiori ad uno. Nel seguito del testo, quindi, parlando di rapporto di trasmissione si intenderà quello di demoltiplicazione.

In realtà con un simile dimensionamento la vettura sarebbe impossibile da utilizzare in corrispondenza del valore di massima pendenza determinato.

Per questo motivo una volta fissata la massima pendenza superabile e, quindi, la curva W_r , si deve traslare (riferendosi alla figura seguente) la curva della potenza disponibile (variando τ_{cl}) in modo che tale curva non sia solo tangente ma, almeno in parte, passi al disopra di quella della potenza richiesta (Figura 4-2) e sia così garantita una certa elasticità di marcia.

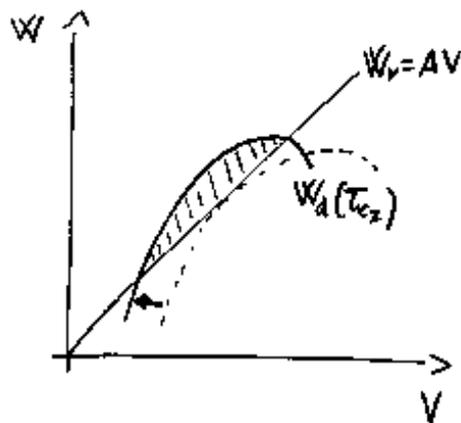


Figura 4-2 Scelta di τ_{cl} in modo da poter superare agevolmente la pendenza massima di progetto

L'ultimo rapporto τ_{clU} può essere scelto utilizzando tre differenti criteri: il criterio del rapporto corto (o dell'ultima marcia di potenza), il criterio della velocità massima (in passato impiegato soprattutto dalle industrie automobilistiche italiane) e quello del rapporto lungo (o dell'ultima marcia di riposo, preferito dalle industrie tedesche).

Con il secondo criterio, a parità di potenza massima che dipende dal motore, si riesce a raggiungere la massima velocità possibile per quello specifico veicolo. Per ottenere questo risultato il rapporto τ_{clU} deve essere scelto in modo da avere l'intersezione tra W_r e W_d proprio in corrispondenza della massima potenza disponibile (punto A in Figura 4-3). Più in generale, utilizzando questo criterio, il veicolo in ultima marcia dimostra delle buone qualità di brillantezza ed elasticità, intermedie rispetto a quelle che si possono ottenere con gli altri due criteri (come visibile graficamente dal ΔW calcolato per V' in figura). Generalmente questo criterio viene impiegato sulle vetture meno prestazionali per non perdere troppo nel confronto con la velocità massima delle concorrenti.

Con il criterio del rapporto corto si raggiunge una velocità massima inferiore agli altri due casi, ma si ottiene un comportamento molto più brillante anche con l'ultima marcia: il ΔW infatti è nettamente superiore rispetto agli altri due criteri (per questo è detta ultima marcia di potenza) e si riesce a sfruttare meglio il campo di utilizzo del motore. Anche la stabilità è chiaramente superiore.

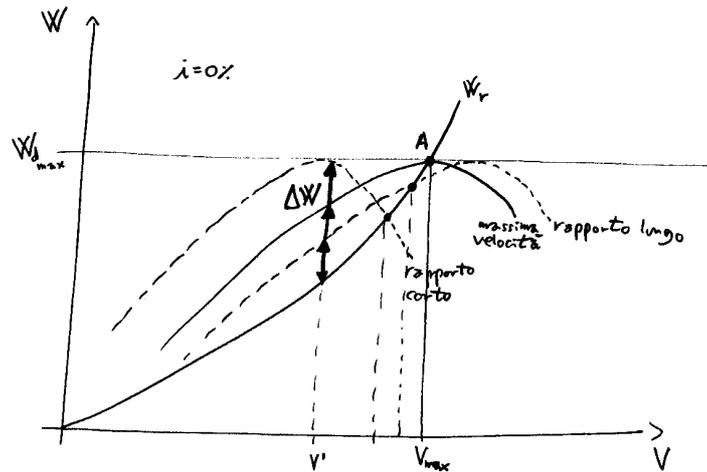


Figura 4-3 Confronto tra i criteri di scelta dell'ultimo rapporto

L'ultimo criterio consente di ottenere una velocità massima intermedia rispetto agli altri due casi però si riduce molto anche il regime di rotazione del motore e quindi il consumo, il rumore, le vibrazioni e l'usura (per questo è detta ultima marcia di riposo). Dato che si dispone anche del minimo ΔW possibile la vettura ha una pessima ripresa e se incontra un minimo aumento di pendenza, o più in generale di resistenza, tende a decelerare ed è necessario scalare marcia. È interessante osservare che con la V° di riposo la velocità massima si ottiene con la IV° marcia (Figura 4-4), però utilizzando la IV° ad una velocità generica V' , in modo da avere un ΔW e quindi una ripresa maggiore, è necessario parzializzare il motore consumando di più e mantenendo un regime di rotazione più elevato.

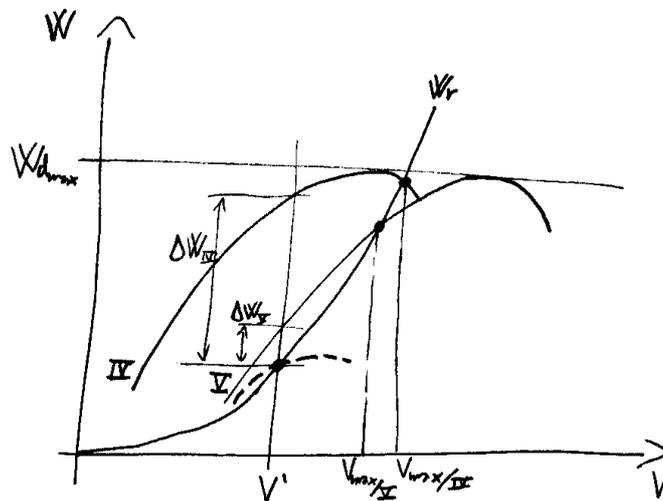


Figura 4-4 Velocità raggiungibili in IV° e V° marcia con la V° di riposo

La scelta del criterio da utilizzare dipende dal tipo di personalità che si vuole conferire al veicolo e dal tipo di motore.

4.1.2 Calcolo del numero minimo di rapporti

Una volta dimensionato il primo e l'ultimo rapporto con i criteri prima descritti, si conoscono la velocità minima e massima assoluta di impiego del veicolo:

$$V_{\min} = \omega_{\min} \tau_{cl} \tau_p R \quad (4-2)$$

$$V_{\max} = \omega_{\max} \tau_{cU} \tau_p R \quad (4-3)$$

Affinché il veicolo possa essere effettivamente utilizzato in tutto questo campo di velocità, occorre dimensionare i rapporti in modo da ricoprirlo interamente, cioè ad ogni valore della velocità deve corrispondere almeno un valore della potenza disponibile.

Teoricamente si potrebbe pensare, ad esempio per motivi economici o per semplicità costruttiva, di utilizzare il numero minimo possibile di marce. In tal caso si potrebbe dividere il campo compreso tra V_{\min} e V_{\max} in intervalli uguali (in scala logaritmica, Figura 4-5) ipotizzando di cambiare rapporto sempre al massimo numero di giri (salendo di marcia) per poi ritrovarsi al minimo della marcia successiva (e viceversa in scalata) (come si vede più chiaramente utilizzando il piano W/n in Figura 4-6 dove per le curve della potenza resistente, per semplicità, si è continuato ad utilizzare la rappresentazione lineare).

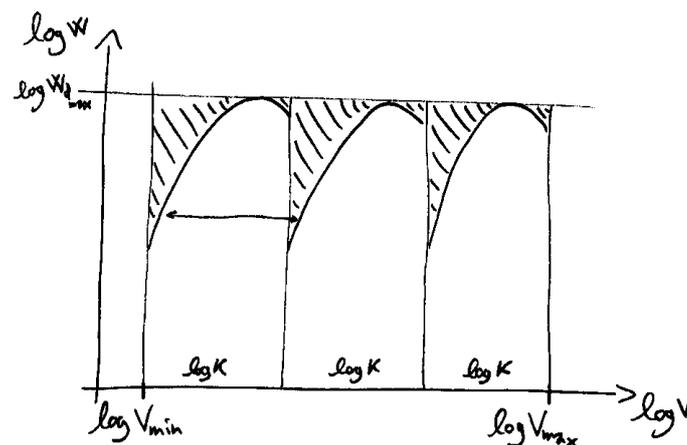


Figura 4-5 Scelta dei rapporti in modo da avere il numero minimo di marce nel piano W/V

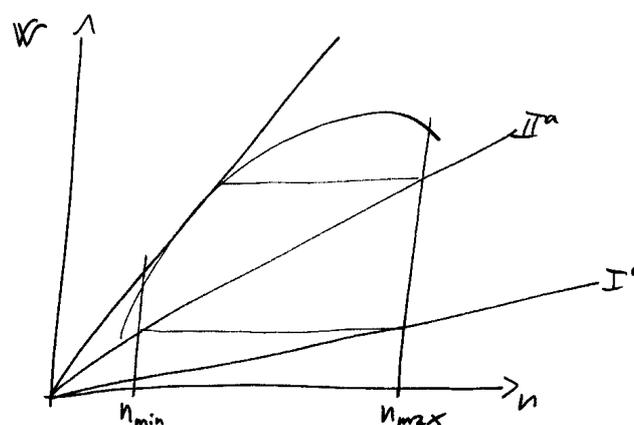


Figura 4-6 Scelta dei rapporti in modo da avere il numero minimo di marce nel piano W/n

Per la marcia i -esima il rapporto tra le relative velocità massima e minima assume allora un valore costante α :

$$\frac{V_{\max i}}{V_{\min i}} = \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \frac{n_{\max}}{n_{\min}} = \alpha \quad (4-4)$$

Riferendosi ad una scala logaritmica si dimostra facilmente che la differenza tra i logaritmi delle velocità, per una qualunque marcia, è pari ad una costante:

$$\log \frac{V_{\max i}}{V_{\min i}} = \log \frac{\omega_{\max}}{\omega_{\min}} = \log \alpha \quad (4-5)$$

da cui:

$$\log V_{\max i} - \log V_{\min i} = \log \alpha \quad (4-6)$$

Scrivendo in forma logaritmica anche l'intero campo delle velocità, risulta immediato calcolare il numero minimo di marce n :

$$\log V_{\max} - \log V_{\min} = \log \frac{V_{\max}}{V_{\min}} \quad (4-7)$$

$$n = \frac{\log \frac{V_{\max}}{V_{\min}}}{\log \alpha} \quad (4-8)$$

Per avere un'idea indicativa del numero di marce che si otterrebbero utilizzando questo criterio si considerino i seguenti dati:

- $V_{\max} = 180 \text{ Km/h}$
- $V_{\min} = 10 \text{ Km/h}$
- $\omega_{\max} = 5000 \text{ giri/min}$
- $\omega_{\min} = 1000 \text{ giri/min}$

Utilizzando le formule precedenti si ricava $n = 1,8$, cioè un numero minimo di 2 marce (con un minimo di sovrapposizione).

4.1.3 Scelta dei rapporti secondo i termini di una progressione geometrica

In realtà con il criterio del numero minimo di rapporti non è possibile realizzare un cambio perché il veicolo sarebbe impossibile da guidare. Ogni cambio marcia, infatti, dovrebbe avvenire ad un preciso numero di giri: ritardando la cambiata si avrebbe il fuorigiri e anticipandola il motore andrebbe sotto giri (arrestandosi).

Per avere una buona guidabilità è allora necessario aumentare il numero di rapporti (fino a 5 o 6 nei moderni autoveicoli) così da realizzare una certa sovrapposizione tra le curve (Figura 4-7): in questo modo ad ogni velocità corrispondono due o tre marce (tre, ad esempio, in corrispondenza di V' in figura) e c'è una maggiore libertà nella scelta del punto di cambio marcia.

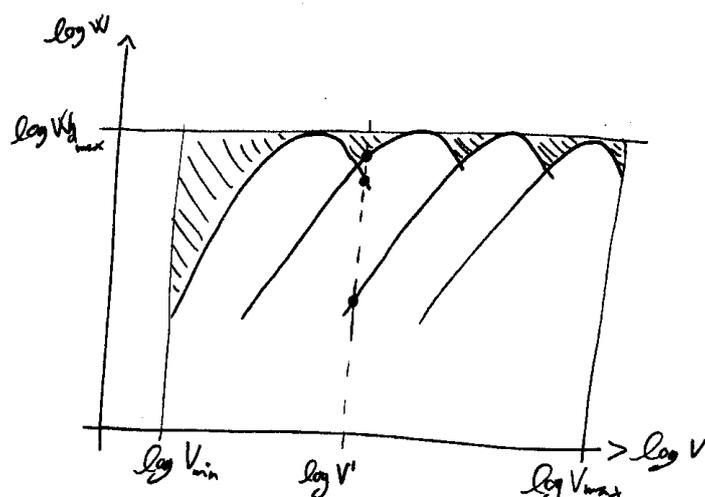


Figura 4-7 Scelta dei rapporti in modo da avere una certa sovrapposizione tra le marce

Con questo metodo si ottiene anche un notevole miglioramento delle prestazioni perché è possibile mantenere il regime di funzionamento del motore all'interno di quello ottimale compreso tra la coppia e la potenza massima.

È interessante osservare che anche graficamente si possono evidenziare questi vantaggi, infatti confrontando il caso di un cambio realizzato con il numero minimo di rapporti (Figura 4-5) con quello di un cambio con sovrapposizione tra le marce (Figura 4-7), si vede che diminuisce l'area (tratteggiata nelle figure) compresa tra le varie curve della potenza disponibile e la retta che identifica il valore massimo assoluto. Questo significa che diminuiscono le zone non raggiungibili nel grafico W/V e che mediamente ci si può avvicinare maggiormente al valore massimo di potenza. Per annullare totalmente questa area, invece, e poter quindi disporre della potenza massima a qualunque velocità, servirebbe un numero infinito di rapporti, condizione che nella realtà si può realizzare solo con un cambio automatico di tipo CVT, cioè a variazione continua del rapporto di trasmissione (analizzato in seguito).

Per dimensionare i rapporti tenendo presenti queste esigenze, si può utilizzare lo stesso procedimento impiegato per il calcolo del numero minimo di rapporti con la sostanziale differenza che il campo di funzionamento, e quindi di cambio marcia, non va dal regime minimo a quello massimo, ma da quello di coppia massima a quello di potenza massima: il criterio di ripartizione delle marce secondo i termini di una progressione geometrica, infatti, era già stato implicitamente utilizzato, senza dichiararlo esplicitamente, perché il problema era stato analizzato da un punto di vista differente.

Per comprendere in dettaglio come si procede al dimensionamento utilizzando questo metodo, si prenda in considerazione un cambio a quattro marce. Avendo precedentemente scelto il rapporto di ultima marcia $\tau_{cIV} = \tau_{cIV}$, ad esempio utilizzando il criterio della velocità massima, e conoscendo i regimi n_C e n_W di coppia e potenza massima, con una semplice proporzione si può risalire alla velocità V_{IV} corrispondente al limite inferiore di utilizzazione in quarta marcia e quindi al punto di cambiata per innestare la terza:

$$V_{\max} : n_W = V_{IV} : n_C \quad (4-9)$$

Analogamente si possono ricavare tutte le velocità, riportate nella seguente tabella, corrispondenti ai limiti inferiori (e quindi anche superiori) di utilizzazione delle varie marce:

Marcia	Velocità	
	$V_C(n_C)$	$V_P(n_W)$
prima	V_I	V_{II}
seconda	V_{II}	V_{III}
terza	V_{III}	V_{IV}
quarta	V_{IV}	V_{max}

Tabella 4-1 Velocità in corrispondenza del campo di funzionamento ottimale

Poiché, come già noto, per ogni marcia i -esima, fissato un certo campo di funzionamento, risulta costante il rapporto tra le velocità corrispondenti ai limiti del suddetto campo:

$$\frac{V_{Pi}}{V_{Ci}} = \frac{\omega_P}{\omega_C} = \frac{n_P}{n_C} = \alpha \quad (4-10)$$

si può anche scrivere:

$$\frac{V_{IV}}{V_{III}} = \frac{V_{III}}{V_{II}} = \frac{V_{II}}{V_I} = \alpha \quad (4-11)$$

per cui le velocità rappresentano i termini di una progressione geometrica di cui α è la ragione:

$$\alpha = \sqrt[3]{\frac{V_{IV}}{V_I}} \quad (4-12)$$

Volendo ricavare le analoghe relazioni tra i rapporti di trasmissione è sufficiente osservare che nella seguente relazione, a parità di giri motore, la velocità V_i è direttamente proporzionale a τ_{ci} :

$$V_i = \frac{2\pi n_C}{60} \tau_{ci} \tau_p R = K \cdot \tau_{ci} \quad (4-13)$$

per cui anche i rapporti di trasmissione rappresentano i termini di una progressione geometrica di ragione α :

$$\frac{\tau_{IV}}{\tau_{III}} = \frac{\tau_{III}}{\tau_{II}} = \frac{\tau_{II}}{\tau_I} = \alpha \quad (4-14)$$

Riassumendo si può affermare che per mantenere il funzionamento del motore nel campo definito ottimale, cioè tra il regime di coppia massima e quello di potenza massima, i rapporti

di trasmissione, e quindi le corrispondenti velocità allo stesso regime di rotazione del motore, devono costituire i termini di una progressione geometrica di ragione¹³:

$$\alpha = \sqrt[3]{\frac{V_{IV}}{V_I}} = \sqrt[3]{\frac{\tau_{IV}}{\tau_I}} \quad (4-15)$$

In realtà in sede di progetto si utilizza questa relazione per un primo dimensionamento ma, in base al tipo di impiego cui è destinato il veicolo, quasi sempre si variano i vari rapporti in misura più o meno rilevante per soddisfare determinate esigenze. Ad esempio, sui normali autoveicoli, generalmente si adotta un rapporto di trasmissione più elevato per la terza marcia sia per ridurre il numero di cambiate in città che per poter affrontare agevolmente delle salite con lieve pendenza.

4.1.4 Scelta dei rapporti con il criterio del minimo consumo

La curva di consumo specifico q [gr/Cvh] di un motore, come quella di coppia, si ricava sperimentalmente al banco prova mantenendo un'apertura costante della valvola a farfalla; al variare del carico, quindi, si ottiene una famiglia di curve (Figura 4-8) ed è interessante osservare che il minimo consumo si ottiene a pieno carico, in apparente contrasto con la normale esperienza di chiunque possiede un autoveicolo.

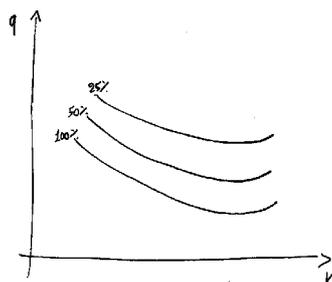


Figura 4-8 Curve di consumo specifico del motore al variare del carico¹⁴

Ricavando le curve di isoconsumo e sovrapponendole con quelle della potenza fornita dal motore (Figura 4-9) si può individuare la retta di minimo consumo: il rispetto di tale curva può rappresentare un criterio di dimensionamento utilizzato nei cambi continui, mentre con i cambi a gradini si può solo cercare di avvicinarsi il più possibile.

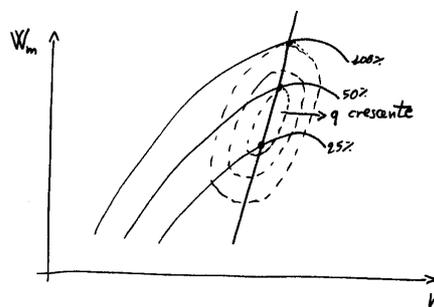


Figura 4-9 Retta di minimo consumo

¹³ Si ricorda che questa relazione è stata ricavata considerando un cambio a quattro marce.

¹⁴ Il consumo specifico è circa minimo quando la coppia è massima e questa affermazione sarebbe esattamente vera se il coefficiente di riempimento fosse costante.

In realtà all'utente non interessa il consumo specifico del motore q ma quello chilometrico Q (cioè effettivo) del veicolo che si può ricavare dal precedente passando dal numero di giri n alla velocità V e considerando il rendimento della trasmissione η_t e il rapporto totale τ_t . L'espressione del consumo chilometrico risulta allora:

$$Q = \frac{q}{\eta_t} \frac{W_r}{V} = \frac{q}{\eta_t} (A + BV^2) \quad (4-16)$$

dove q/η_t si definisce consumo specifico del veicolo.

Per determinare l'andamento di Q si prenda prima in considerazione il consumo specifico del veicolo. Nel seguente diagramma sono rappresentate: la curva della potenza resistente in funzione della velocità e le curve della potenza disponibile e del consumo specifico del motore al variare del carico per un determinato rapporto di trasmissione¹⁵ τ_t :

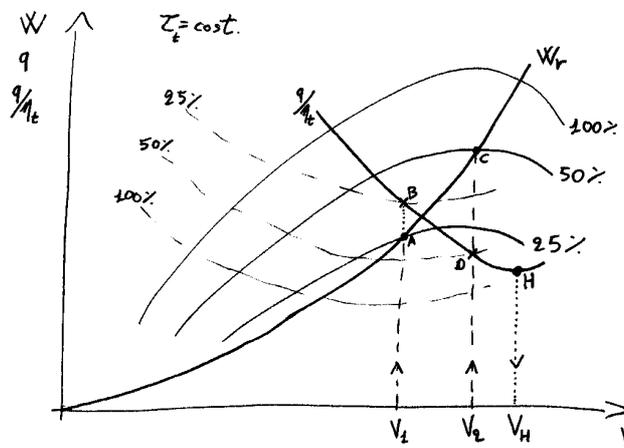


Figura 4-10 Determinazione della curva di consumo specifico del veicolo

Considerando una certa velocità V_1 , si deve prendere la curva di potenza parzializzata che passa dal punto di intersezione con la potenza richiesta: nel caso in esame per viaggiare a V_1 occorre parzializzare, nella marcia fissata, al 25% (punto A) e il corrispettivo consumo è pari a quello indicato dal punto B. Considerando un altro valore V_2 della velocità, si ricava che occorre parzializzare al 50% (punto C) e il consumo è pari al valore individuato dal punto D. Ripetendo il procedimento per diversi valori della velocità ed unendo i punti di consumo ottenuti, si ottiene la curva del consumo specifico del veicolo che presenta un punto di minimo consumo specifico H. Per ogni rapporto τ_t esiste quindi un valore di velocità V_H per il quale è minimo il rapporto q/η_t .

Per determinare la curva del consumo chilometrico occorre “moltiplicare” la curva di q/η_t per quella $W_r/V (=F_r)$. Si ottiene così l'andamento di Q e la velocità V_Q di minimo consumo del veicolo:

¹⁵ È importante ricordare che anche il rendimento η_t varia in funzione della marcia.

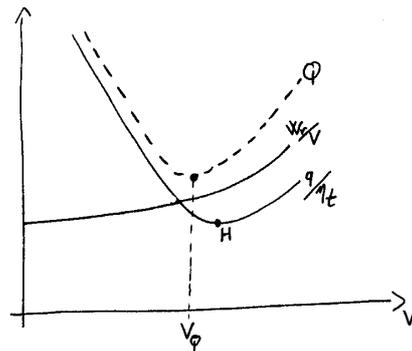


Figura 4-11 Determinazione della curva di consumo chilometrico del veicolo

Da notare, come già detto, che il minimo consumo specifico del motore si ottiene a pieno carico, mentre il minimo consumo chilometrico si ottiene con una sensibile parzializzazione dello stesso, in accordo con quello che si può osservare quotidianamente guidando una vettura.

I cambi automatici CVT vengono normalmente realizzati in modo da adattare il rapporto di trasmissione alla velocità del mezzo e mantenerne costantemente il funzionamento in prossimità di tali punti di minimo consumo.

4.1.5 Scelta dei rapporti con il criterio della massima accelerazione

Per operare il dimensionamento dei rapporti utilizzando tale criterio, si prenda in considerazione (Figura 4-12) la differenza tra la potenza disponibile alle ruote W_d e quella necessaria al moto W_r , poiché tale eccesso di potenza ΔW fornisce l'energia necessaria per accelerare il veicolo.

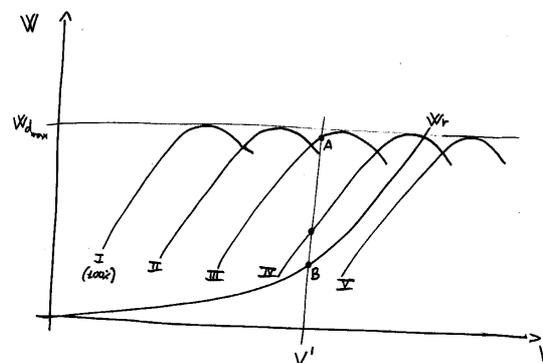


Figura 4-12 Diagramma delle potenze disponibili nelle varie marce e di quella richiesta

$$\Delta W = W_d - W_r = \frac{dE_c}{dt} \quad (4-17)$$

L'espressione esplicita dell'energia cinetica risulta:

$$E_c = \frac{1}{2} mV^2 + \frac{1}{2} J_m \omega_m^2 + \frac{1}{2} J_t \omega_t^2 + \frac{1}{2} J_r \omega_r^2 \quad (4-18)$$

dove occorre precisare che il momento d'inerzia J_m del motore non è costante perché è composto sia da masse rotanti che in moto alternativo per cui se ne deve considerare il valore medio. Successivamente, utilizzando le seguenti relazioni, si può mettere in evidenza la velocità del veicolo e definire la massa apparente traslante m_{at} :

$$\omega_r R = V \quad (4-19)$$

$$\omega_t \tau_p = \omega_r \quad (4-20)$$

$$\omega_m \tau_c = \omega_t \quad (4-21)$$

$$E_c = \frac{1}{2} \left(m + J_m \frac{1}{(\tau_c \tau_p R)^2} + J_t \frac{1}{(\tau_p R)^2} + \frac{J_r}{R^2} \right) V^2 = \frac{1}{2} m_{at} V^2 \quad (4-22)$$

La massa apparente traslante, quindi, rappresenta la massa totale del veicolo più la somma di tutte le masse rotanti ridotte alla velocità di rotazione delle ruote:

$$m_{at} = m + J_m \frac{1}{(\tau_c \tau_p R)^2} + J_t \frac{1}{(\tau_p R)^2} + \frac{J_r}{R^2} \quad (4-23)$$

È importante evidenziare che essa dipende dal rapporto di trasmissione del cambio:

$$m_{at}(\tau_c) = \left(m + J_t \frac{1}{(\tau_p R)^2} + \frac{J_r}{R^2} \right) + \left(J_m \frac{1}{(\tau_p R)^2} \right) \frac{1}{\tau_c^2} = F + \frac{G}{\tau_c^2} \quad (4-24)$$

infatti, questo implica che con le marce più basse, quando si dispone di una coppia maggiore, anche la massa apparente è superiore per cui, a causa dell'andamento discordante di questi due fattori, deve esistere un valore massimo dell'accelerazione.

Sostituendo l'espressione (4.22) dell'energia cinetica nella (4.17) e svolgendo alcuni calcoli, è possibile ricavare la dipendenza dell'accelerazione dal rapporto di trasmissione e dalla velocità:

$$W_d - W_r = \frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} m_{at} V^2 \right) = m_{at} V \frac{dV}{dt} \quad (4-25)$$

$$a = \frac{W_d - W_r}{m_{at} V} = \frac{W_d - (AV + BV^3)}{\left(F + \frac{G}{\tau_c^2} \right) V} \quad (4-26)$$

Il relativo diagramma è rappresentato nella seguente figura:

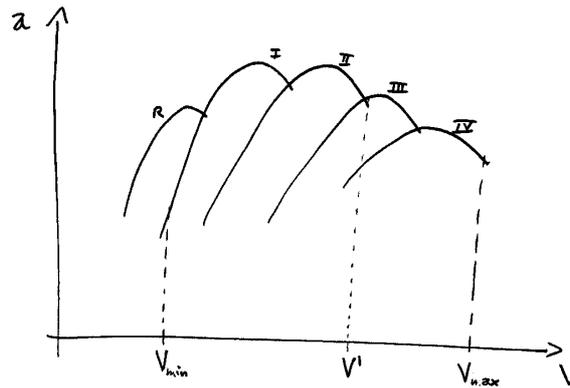


Figura 4-13 Diagramma dell'accelerazione in funzione della velocità al variare delle marce

Per determinare un punto di queste curve occorre fissare un rapporto di trasmissione (ad esempio τ_{III}) e una velocità (V') e calcolare l'eccesso di potenza ΔW (che in Figura 4-12 è rappresentato dal segmento AB). Dividendo quest'ultimo per la velocità e la massa apparente traslante (calcolata per τ_{III}) si ottiene il relativo valore dell'accelerazione. Analogamente si possono determinare altri punti e disegnare le varie curve.

Riguardo a questo diagramma può essere interessante effettuare due osservazioni: la prima che con un'eventuale marcia ridotta ho un'accelerazione minore perché la massa apparente è notevolmente maggiore che in prima marcia, la seconda che i punti di incrocio di queste curve non coincidono con quelli del diagramma W/V .

Per determinare la condizione di massima accelerazione conviene considerare $1/a$ e cercarne il valore minimo:

$$\frac{1}{a} = \left(F + \frac{G}{\tau_c^2} \right) \frac{V}{\Delta W} = \frac{F}{\Delta W} V + \frac{J_m}{\Delta W} \frac{1}{V} \quad (4-27)$$

Per semplicità si assuma $\Delta W_{max} = cost$ così da poter definire le costanti H e V :

$$\frac{1}{a} = HV + \frac{K}{V} \quad (4-28)$$

Dato l'andamento opposto dei termini della relazione precedente, per un determinato rapporto di trasmissione, deve esistere un punto di minimo di $1/a$ e quindi un valore massimo di a (Figura 4-14):

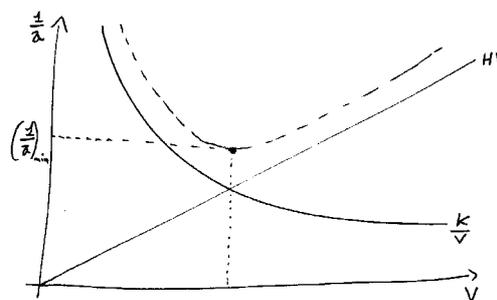


Figura 4-14 Andamento della curva $1/a$

Per ottimizzare l'accelerazione durante il reale funzionamento del veicolo e, quindi, al variare delle marce, si deve invece considerare il seguente grafico:

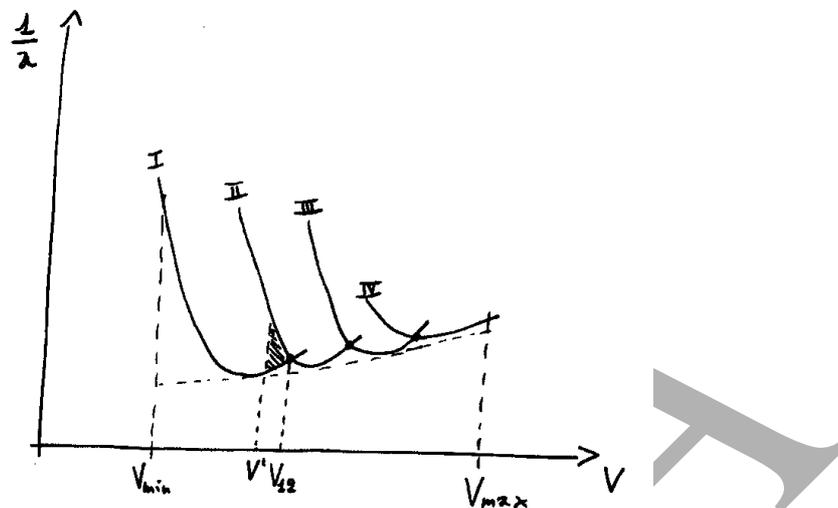


Figura 4-15 Curve $1/a$ al variare del rapporto di trasmissione

L'area sottesa dalle curve, infatti, rappresenta il tempo necessario per variare la velocità del veicolo, quindi per massimizzare l'accelerazione occorre minimizzare l'area compresa tra V_{min} e V_{max} : questo risultato può essere ottenuto spostando le curve stesse e, quindi, fisicamente, variando i rapporti del cambio. Le intersezioni tra le curve, che rappresentano i punti di cambiata ideale, hanno, infatti, una notevole influenza sulle dimensioni dell'area sottesa: ad esempio cambiando dalla prima alla seconda marcia in corrispondenza della velocità V' , invece che nel punto di intersezione V_{12} , si ha un'area aggiuntiva (tratteggiata in figura) rispetto al caso ideale. Il tempo minimo assoluto per accelerare il veicolo da V_{min} a V_{max} sarebbe dato dall'involuppo di infinite curve, corrispondenti ad un numero infinito di rapporti di trasmissione; nella realtà questa condizione si può avere solo con un cambio automatico a variazione continua del rapporto di trasmissione. È inoltre importante sottolineare che in questo procedimento di ottimizzazione delle prestazioni occorre tenere conto anche della fluidità dell'accelerazione per avere una vettura facilmente guidabile ed evitare fenomeni di pattinamento.

Per calcolare analiticamente il tempo necessario per accelerare il veicolo da una velocità generica V_o ad una velocità V_f si può utilizzare la formula (4.25) sostituendovi la relazione (4.24) della massa apparente traslante in funzione di un rapporto di trasmissione i :

$$W_d - W_r = m_{at} V \frac{dV}{dt} = \left(F + \frac{G}{\tau_{c/i}^2} \right) V \frac{dV}{dt} \quad (4-29)$$

$$dt = \frac{\left(F + \frac{G}{\tau_{c/i}^2} \right)}{W_d - W_r} V dV \quad (4-30)$$

Questa espressione può essere integrata al variare del rapporto di trasmissione (da 1 a n marce) e della velocità ricavando così il tempo finale:

$$t_f = t_o + \sum_{i=1}^n \int_{V_o}^{V_f} \frac{\left(F + \frac{G}{\tau_c^2} \right)}{W_d - W_r} V dV \quad (4-31)$$

Per ricavare, invece, l'espressione esplicita dell'accelerazione massima si può utilizzare la relazione (0.1) che lega la coppia alle ruote con la coppia erogata dal motore:

$$M_d = \frac{M_m \eta_t}{\tau_c \tau_p} \quad (4-32)$$

La forza alle ruote si può allora esprimere come:

$$F_d = \frac{M_m \eta_t}{R \tau_c \tau_p} \quad (4-33)$$

Ma può essere espressa anche come:

$$F_d = m_{at} a = \left(F + \frac{G}{\tau_c^2} \right) a \quad (4-34)$$

Uguagliando queste due relazioni si può allora ricavare l'espressione esplicita dell'accelerazione massima (che si ottiene ovviamente in corrispondenza della coppia massima):

$$\frac{M_{m/\max} \eta_t}{R \tau_c \tau_p} = \left(F + \frac{G}{\tau_c^2} \right) a_{\max} \quad (4-35)$$

$$a_{\max} = \frac{M_{m/\max} \eta_t}{R \tau_c \tau_p \left(F + \frac{G}{\tau_c^2} \right)} \cong \frac{M_{m/\max} \eta_t}{R \tau_c \tau_p \left(m + \frac{J_m}{(R \tau_c \tau_p)^2} \right)} \quad (4-36)$$

Utilizzando l'ultima relazione con la massa apparente traslante approssimata, si può facilmente determinare anche il rapporto per il quale si ottiene l'accelerazione massima:

$$\frac{da_{\max}}{d\tau_c} = 0 \quad (4-37)$$

da cui con alcuni semplici calcoli:

$$\tau_c = \frac{1}{\tau_p} \sqrt{\frac{J_m}{mR^2}} \quad (4-38)$$

Inoltre da quest'ultima relazione è possibile effettuare un'importante osservazione: la condizione di massima accelerazione si ottiene con un rapporto globale di trasmissione tale che l'inerzia di rotazione del motore sia uguale all'inerzia traslazionale del veicolo (vedere l'espressione seguente).

$$J_m = (R\tau_c\tau_p)^2 m \quad (4-39)$$

4.1.6 Valori indicativi dei rapporti di trasmissione per un autoveicolo

Il rapporto di trasmissione totale¹⁶ τ_t è il rapporto tra il numero di giri dell'albero motore e quello delle ruote motrici: banalmente quindi, se esso è pari ad esempio a 10, significa che per ogni giro delle ruote motrici l'albero motore compie 10 giri.

Come noto (3.30) esso si ottiene dal rapporto di trasmissione del cambio moltiplicato per quello al ponte. Quest'ultimo assume per ogni mezzo un valore fisso, intorno a 3÷4 per gli autoveicoli, mentre il rapporto al cambio varia, ovviamente, in base alla marcia inserita.

Nelle tabelle seguenti, a titolo di esempio, sono riportati dei valori indicativi dei rapporti di trasmissione globali e al cambio per autoveicoli con 4 o 5 marce.

Marcia	τ_t	τ_c	V [Km/h]
R	12,33		47
I	13,45	3,6	44
II	7,55	1,94	78
III	5,02	1,23	117
IV	3,77	0,90	156

Tabella 4-2 Esempio di cambio di velocità a quattro marce

Marcia	τ_t	τ_c	V [Km/h]
R	12,33		47
I	13,45	3,6	44
II	8,25	1,94	78
III	5,63	1,23	117
IV	4,4	0,90	156
V	3,55	0,68	166

Tabella 4-3 Esempio di cambio di velocità a cinque marce

In realtà il cambio a 4 marce, molto diffuso fino agli anni '80, non è più praticamente utilizzato mentre viene ormai universalmente impiegato il cambio a 5 rapporti più la retromarcia. Su alcuni veicoli, soprattutto ad elevate prestazioni, iniziano a diffondersi anche i cambi a 6 marce, spesso associati con sistemi di attuazione e gestione semiautomatici o automatici.

¹⁶ Si ricorda nuovamente che secondo la definizione classica questo è in realtà un rapporto di demoltiplicazione.

4.2 Descrizione di un cambio a gradini

4.2.1 Classificazione e caratteristiche fondamentali

I cambi a gradini utilizzati per gli autoveicoli possono essere di due diverse tipologie costruttive:

- cambi sullo stesso asse (a tre alberi);
- cambi su asse diverso (a due alberi).

La differenza principale è la seguente: nei cambi ad asse diverso è sempre e solo in presa un ingranaggio¹⁷, più correttamente definito rapporto di ingaggio, mentre i cambi sullo stesso asse hanno sempre due ingranaggi in presa per cui il rendimento è necessariamente peggiore, eccetto che per il caso della presa diretta¹⁸ che nei primi non è presente. I cambi a tre alberi, inoltre, avendo un albero in più e un maggior numero di ruote dentate sono necessariamente più ingombranti e costosi; essi sono molto utilizzati nelle vetture a motore anteriore longitudinale e trazione posteriore (Figura 4-16) mentre i cambi a due alberi sono maggiormente impiegati sulle vetture a motore trasversale e trazione anteriore (Figura 4-17).

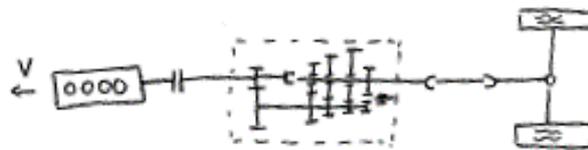


Figura 4-16 Cambio a tre alberi montato su veicolo a motore anteriore longitudinale e trazione posteriore

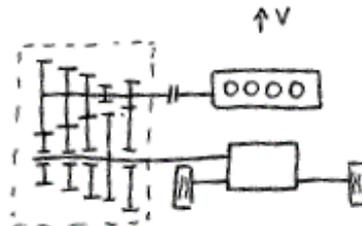


Figura 4-17 Cambio a due alberi montato su veicolo a motore anteriore trasversale e trazione anteriore

Un ulteriore criterio di classificazione potrebbe essere basato sul sistema utilizzato per innestare le marce:

- ad ingranaggi scorrevoli;
- a presa continua;
- sincronizzati.

In realtà il sistema ad ingranaggi scorrevoli, per i motivi discussi in seguito, è stato completamente abbandonato, così come quello a presa continua non viene più utilizzato, per cui i moderni cambi automobilistici sono tutti sincronizzati.

¹⁷ Si ricorda che per ingranaggio o rapporto di ingranaggio si intende una coppia di ruote dentate ingranate.

¹⁸ In realtà la possibilità di disporre della presa diretta nei cambi a tre alberi è molto importante perché in questa marcia il veicolo trascorre la maggior parte della sua vita.

4.2.2 Descrizione e componenti principali

Da un punto di vista funzionale i sottosistemi fondamentali di un cambio manuale a gradini sono i seguenti (Figura 4-18):

- dispositivo di comando (o scelta) che viene azionato dal guidatore per definire la marcia da innestare;
- dispositivi di trasferimento che permettono di tradurre l'input dell'utente ai sottosistemi successivi;
- dispositivi di selezione e innesto delle marce;
- sincronizzatori;
- sistema di trasmissione del moto;
- dispositivi di sicurezza (bloccaggio e arresto).

Spesso alcuni di questi sottosistemi sono integrati per cui uno stesso dispositivo può svolgere contemporaneamente diverse funzioni.

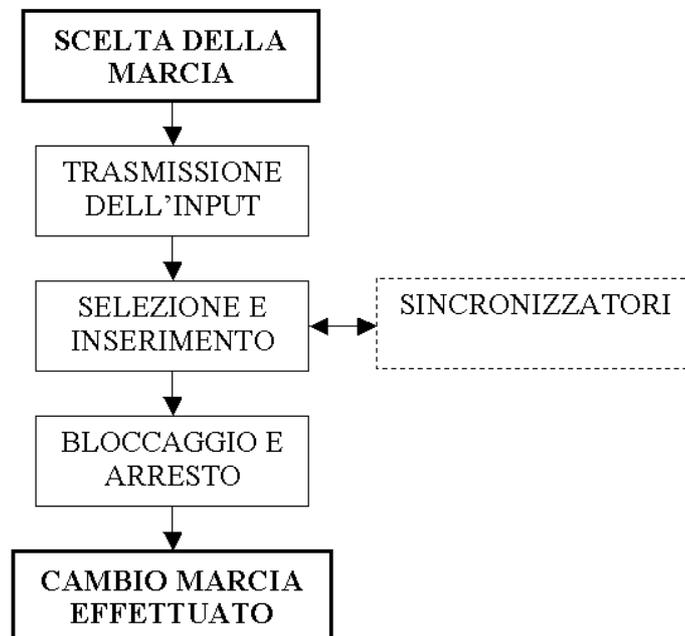


Figura 4-18 Relazione funzionale tra i sottosistemi di un cambio manuale a gradini

Nei normali cambi manuali automobilistici il dispositivo di azionamento è costituito dalla classica leva collocata tra i sedili anteriori (16 in Figura 4-19), o più raramente dietro al volante. Mediante l'azionamento della leva si sceglie la marcia da inserire e si fornisce anche l'energia (muscolare) necessaria per l'inserimento.

La leva, infatti, mediante dei cavi o dei tiranti 17 che rappresentano il dispositivo di trasferimento dell'input, comanda il movimento di alcune aste scorrevoli 7 collegate a loro volta a delle forcelle 13 e 14 che si innestano nei collari delle ruote condotte o dei sincronizzatori per operare l'innesto della marcia scelta.

Una volta avvenuto l'innesto, i dispositivi di bloccaggio ed arresto impediscono che la marcia si disinserisca da sola e che possa essere contemporaneamente inserita un'altra marcia. Questi dispositivi sono costituiti da dei nottolini 12 o delle sfere 3 tenuti in posizione dalle molle opportunamente precaricate.

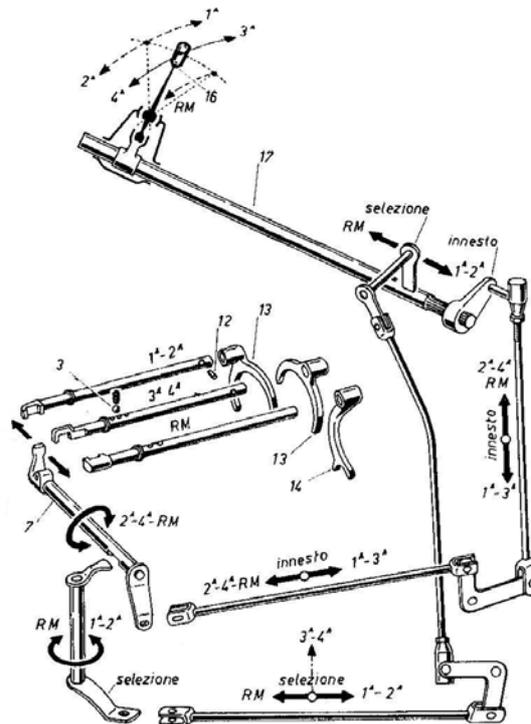


Figura 4-19 Sistemi di comando, selezione, inserimento e bloccaggio delle marce

I sincronizzatori (2 in Figura 4-20), quando presenti, permettono di realizzare un inserimento preciso e silenzioso delle marce. Essi agiscono portando in contatto gli elementi da accoppiare e sfruttandone la diversa velocità periferica che genera un'azione di attrito che frena l'elemento più veloce e accelera l'altro fino a portarli alla stessa velocità (sincronismo).

La trasmissione del moto avviene invece attraverso un sistema di ruote dentate che costituisce il nucleo centrale del cambio. L'albero di entrata 3, come noto, riceve il moto dal gruppo frizione e attraverso questi ingranaggi (0, 1 o 2 in base al tipo di cambio e alla marcia inserita) lo trasferisce, con il necessario rapporto di trasmissione, all'albero di uscita 4 collegato a sua volta, attraverso l'eventuale albero di trasmissione, differenziale e semiassi alle ruote motrici.

Gli alberi con le ruote dentate, i sincronizzatori, i dispositivi di sicurezza, le forcelle e almeno una parte delle aste di comando, sono contenuti nella scatola del cambio 1.

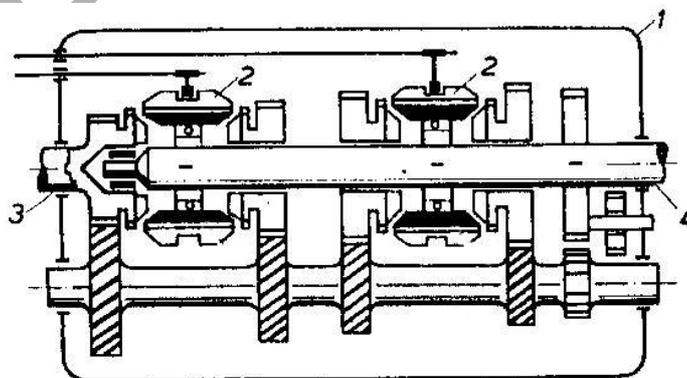


Figura 4-20 Sezione schematica di un cambio a gradini a 3 alberi

4.3 Tipologie costruttive

4.3.1 Cambio a tre alberi

I cambi di velocità sullo stesso asse sono formati dai seguenti alberi (Figura 4-21):

- albero di entrata 1 (o di presa diretta o anteriore o della frizione);
- albero ausiliario 2 (o secondario o contralbero);
- albero di uscita 3 (o primario o principale).

È inoltre presente un ulteriore albero 4 che porta la ruota oziosa necessaria per la retromarcia.

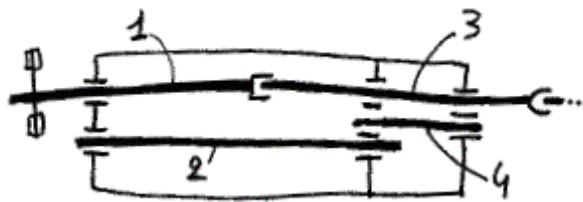


Figura 4-21 Disposizione schematica degli alberi in un cambio sullo stesso asse

L'estremità anteriore dell'albero di entrata (2 in Figura 4-22) è vincolata torsionalmente con un mozzo scanalato al disco frizione 1 mentre dall'altra parte è ricavata una cavità nella quale si innesta un'estremità dell'albero di uscita 6. In questa cavità, per supportare in modo folle quest'altro albero, è alloggiata una bronzina o un cuscinetto a rullini, ma all'occorrenza questo accoppiamento può essere bloccato torsionalmente per realizzare la presa diretta.

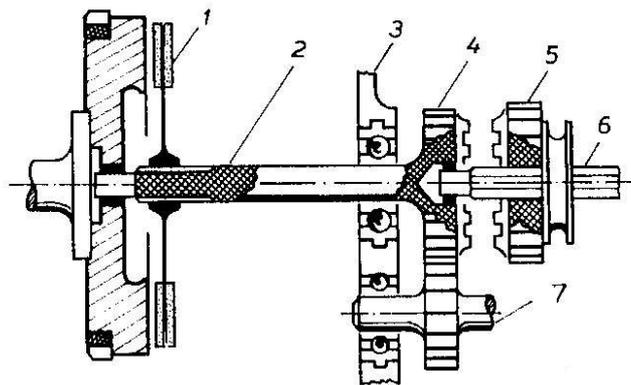


Figura 4-22 Albero di entrata

Il gruppo motore e l'uscita del moto si trovano, quindi, sullo stesso asse perché l'albero di entrata e di uscita sono coassiali, ed inoltre il senso di rotazione dell'albero di entrata è uguale a quello dell'albero di uscita.

L'estremità posteriore dell'albero primario è poi collegata, mediante un giunto, all'albero di trasmissione.

trascinamento M solidale all'ingranaggio fisso 2, e da qui al manicotto fino al corpo sincronizzatore S . Non si ha, quindi, variazione del numero di giri nel cambio ($\tau_c=1$). Il principale vantaggio della presa diretta consiste proprio nel fatto che, eliminando il passaggio attraverso i due rapporti di ingranaggio, il rendimento del cambio migliora notevolmente; questo fatto è particolarmente importante perché in presa diretta il veicolo trascorre la maggior parte della sua vita e quindi si ha un'importante influenza sui consumi.

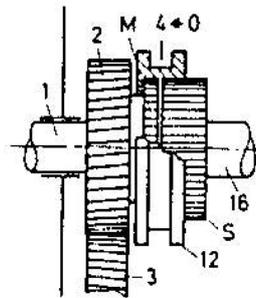


Figura 4-24 Movimento della presa diretta

Questa tipologia di cambi si rivela particolarmente adatta all'impiego su vetture con motore anteriore longitudinale e trazione posteriore.

Cambio a quattro marce

Un cambio di questo tipo è quello rappresentato nello schema di Figura 4-23 e parzialmente descritto nel precedente paragrafo. Nella figura seguente sono riportati anche gli schemi di moto delle varie marce.

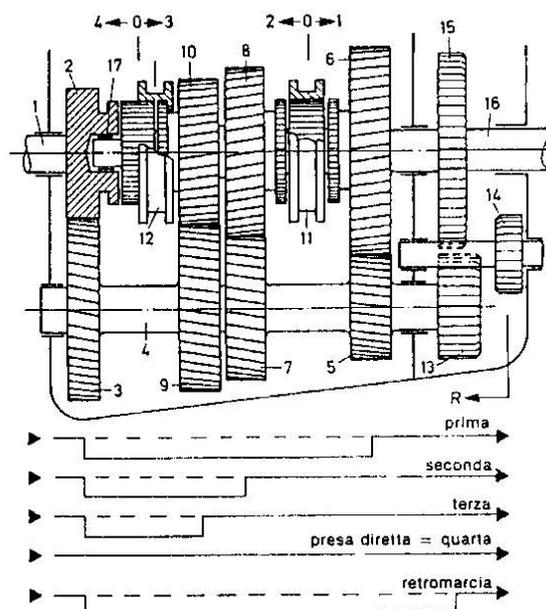


Figura 4-25 Cambio a 3 alberi e 4 marce

In particolare è innestata la terza marcia: il movimento proveniente dalla frizione arriva all'albero di entrata 1 e passa attraverso la costante di ingranaggio formata dalle ruote 2 e 3 all'albero secondario 4 , da questo attraverso la ruota fissa 9 viene trasmesso alla ruota 10 che

è collegata torsionalmente all'albero di uscita 16 con l'innesto 12. Dall'albero primario il moto esce dalla scatola del cambio verso l'albero di trasmissione.

Cambio a cinque marce con presa diretta in quarta

Questo tipo di cambio può essere considerato una diretta evoluzione del precedente poiché la differenza principale è rappresentata dall'aggiunta di una coppia di ruote dentate per realizzare la quinta marcia (Figura 4-26).

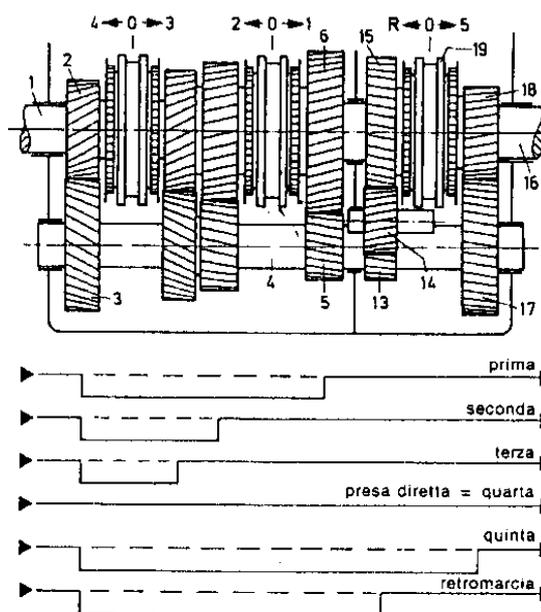


Figura 4-26 Cambio a 3 alberi e 5 marce con presa diretta in quarta

In questo caso, infatti, la presa diretta è ancora rappresentata dalla quarta marcia mentre la quinta costituisce una moltiplica perché quando è innestata l'albero di uscita ruota più velocemente di quello di entrata. Questo tipo di cambio viene quindi impiegato sui veicoli che privilegiano il comfort di marcia e la parsimonia dei consumi rispetto alle prestazioni: si ha la cosiddetta "quinta marcia di riposo".

Nel caso particolare rappresentato in figura, rispetto al cambio a quattro marce esaminato precedentemente, si ha anche un differente sistema per l'innesto della retromarcia, infatti, la ruota sull'albero principale non è più fissa ma folle come tutte le altre ed è sempre in presa con la ruota oziosa e attraverso questa con l'albero ausiliario. L'innesto quindi si realizza mediante lo stesso manicotto 19 che permette di inserire la quinta. È anche interessante osservare che, essendo sempre in presa, anche le ruote della retromarcia sono a denti elicoidali.

Cambio a cinque marce con presa diretta in quinta

Al contrario del caso precedente, si utilizza un cambio di questo tipo quando si vogliono sfruttare al massimo le potenzialità del motore: si ha la cosiddetta "quinta di potenza".

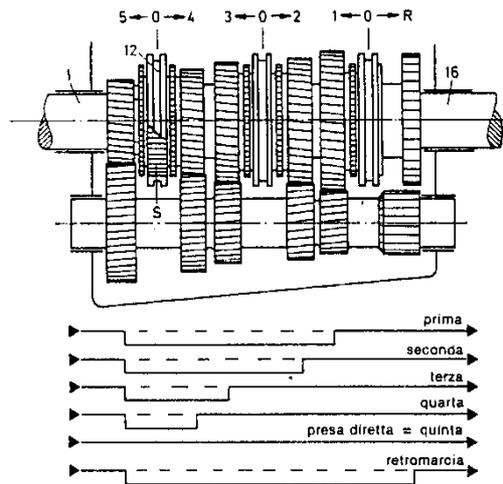


Figura 4-27 Cambio a 3 alberi e 5 marce con presa diretta in quinta

Nel caso particolare di figura, la retromarcia è realizzata con il primo sistema esaminato cioè con la ruota oziosa (non rappresentata) che viene inserita all'occorrenza.

Cambio a tre alberi con riduttore

Questo tipo di cambi viene normalmente utilizzato sui veicoli pesanti, commerciali o industriali, e concettualmente è costituito da un normale cambio a tre alberi con l'aggiunta di un gruppo riduttore sull'albero di entrata.

Quest'ultimo consiste di un'ulteriore coppia di ruota dentate sempre in presa tra loro che può essere inserita in alternativa alla costante di ingranaggio (che quindi in questo tipo di cambio non è fissa, cioè non è più "costante") mediante un manicotto scorrevole come quello utilizzato per le marce normali.

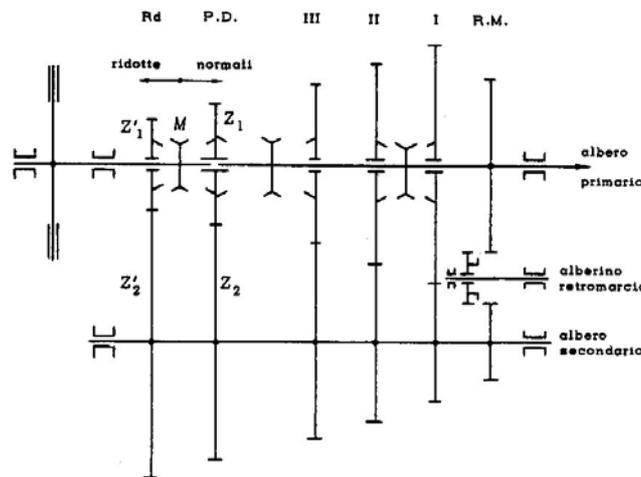


Figura 4-28 Schema di un cambio a 3 alberi e 4 marce con riduttore

Ad esempio, con un cambio come quello di figura (quattro marce propriamente dette e una riduzione) è possibile ottenere dieci differenti marce: quattro normali, quattro ridotte e due retromarce.

4.3.2 Cambio a due alberi

I cambi di velocità ad asse diverso (detti anche in cascata) sono formati dai seguenti alberi:

- albero di entrata;
- albero di uscita (o di rinvio o pignone di comando).

Come nel caso del cambio a tre alberi, è presente anche un alberino che porta la ruota oziosa necessaria per realizzare la retromarcia.

Il senso di rotazione dell'albero di entrata è opposto a quello dell'albero di uscita e in tutte le marce la trasmissione del moto avviene attraverso una sola coppia di ingranaggi con le conseguenti osservazioni sul rendimento già effettuate.

In genere la marcia superiore, soprattutto nei cambi a cinque marce, è una surmoltiplica. Le manovre del cambio possono avvenire indifferentemente tutte sull'albero di entrata o tutte su quello di uscita (come in Figura 4-29), oppure in alcune realizzazioni vengono divise tra i due alberi.

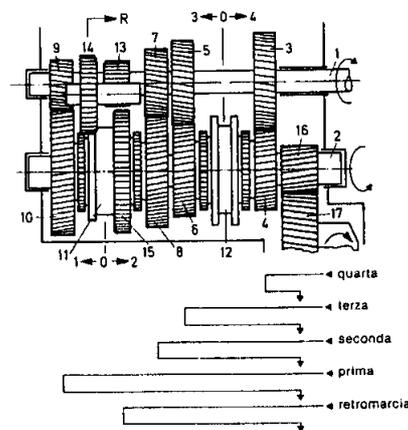


Figura 4-29 Cambio a 2 alberi e 4 marce

Questa tipologia di cambi si rivela particolarmente adatta per essere impiegata con vetture a motore anteriore trasversale e trazione anteriore.

4.3.3 Funzionamento della retromarcia

Nei paragrafi precedenti sono già state fornite delle anticipazioni su come è possibile realizzare la retromarcia, tuttavia in questo paragrafo si intende riprendere l'argomento in maniera più organica.

La retromarcia viene sempre realizzata mediante una ruota oziosa 14 (o di retromarcia, Figura 4-30), supportata da un apposito alberino, che permette di invertire all'occorrenza il senso di rotazione dell'albero di uscita rispetto al caso di marcia avanti.

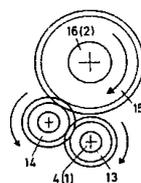


Figura 4-30 Ruota di retromarcia

Questa ruota oziosa può essere sempre in presa con le altre due ruote dentate 13 e 15 oppure può venire ingranata in caso di necessità.

In questo secondo caso (vedere anche Figura 4-25, Figura 4-27 e Figura 4-29) le tre ruote in considerazione sono a denti diritti perché non dovendo essere sempre in presa il problema della rumorosità è di secondaria importanza, ma soprattutto perché devono poter essere ingranate mediante un semplice scorrimento assiale. Per facilitare questa operazione i denti delle ruote sono smussati ed una delle ruote sui due alberi è più larga dell'altra così che durante lo scorrimento la ruota oziosa si inserisce prima su questa e poi sull'altra ruota.

Nel primo caso invece (Figura 4-26), essendo sempre in presa, le ruote sono a denti elicoidali e una delle ruote sui due alberi ruota folle e all'occorrenza viene accoppiata torsionalmente mediante il manicotto del sincronizzatore.

4.4 Sincronizzatori

4.4.1 Analisi della necessità del sincronizzatore

L'ingranamento tra due ruote dentate può avvenire correttamente solo se le loro velocità periferiche sono uguali; se questa condizione non viene rispettata si verificano i caratteristici "grattamenti" che comportano, oltre al fastidioso rumore, usura e danneggiamenti ai denti delle ruote.

Il sincronizzatore serve proprio per garantire che al momento dell'innesto sia verificata questa condizione di uguaglianza tra le velocità e soprattutto per permettere di raggiungere tale condizione nel tempo più breve possibile.

Si prenda infatti in considerazione come è necessario effettuare i cambi di marcia in assenza del sincronizzatore.

Quando il veicolo è fermo con motore in movimento e cambio in folle, le ruote dell'albero di uscita²¹ sono ovviamente ferme mentre se la frizione è chiusa quelle dell'albero di entrata sono in rotazione, per questo motivo volendo inserire correttamente la prima marcia è necessario aprire la frizione e attendere il tempo necessario affinché, a causa degli attriti, l'albero di entrata si fermi. Poiché in fase di progettazione si cerca di ridurre al minimo gli attriti per evitare sprechi energetici, il tempo da attendere per avere un quasi totale arresto dell'albero di entrata è molto elevato.

Quando invece il veicolo è in movimento e si apre la frizione per effettuare un cambio marcia, l'albero di uscita viene mantenuto in rotazione dalla notevole inerzia del veicolo mentre l'albero di entrata, come nel caso precedente continua anch'esso a ruotare a causa dell'inerzia propria²² ma tende a rallentare molto più velocemente rispetto all'altro.

A questo punto per una trattazione esauriente è necessario distinguere il caso in cui si intende scalare di marcia, ad esempio dalla 3^a alla 2^a, da quello in cui si vuole invece salire,

²¹ Nel seguito si utilizzano le definizioni di albero di entrata e di uscita del moto per trattare contemporaneamente i casi di cambio a due e a tre alberi. In particolare per riferirsi anche a questo secondo caso è sufficiente considerare con il termine albero di entrata l'insieme dell'albero di entrata e di quello ausiliario.

²² Per inerzia dell'albero di entrata si intende, quando la frizione è aperta e nel caso più generale di un cambio a tre alberi, l'inerzia del disco della frizione, dell'albero di entrata, dell'albero ausiliario, della costante d'ingranaggio, delle altre ruote calettate sull'ausiliario e di quelle con esse ingranate che ruotano folli sull'albero di uscita senza dimenticare l'inerzia dei sincronizzatori.

dalla 2^a alla 3^a. Ci si riferisca alla seguente figura dove ω_m è la velocità angolare del motore, ω_a quella dell'albero ausiliario²³ e ω_u quella dell'albero di uscita:

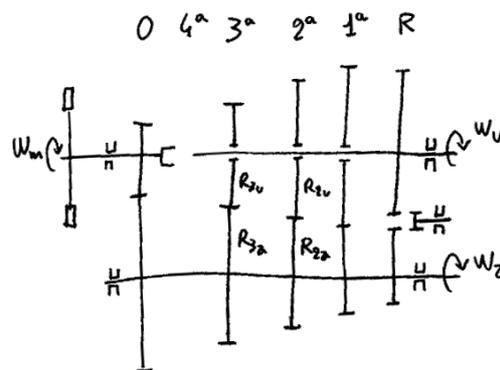


Figura 4-31 Schema di un cambio a 4 marce e 3 alberi

Nel primo caso (dalla 3^a alla 2^a) si parte dalla situazione in cui essendo innestata la 3^a si può scrivere la relativa uguaglianza delle velocità periferiche²⁴:

$$\omega_u R_{3u} = \omega_a R_{3a} \quad (4-40)$$

da cui si può banalmente ricavare la velocità angolare dell'albero ausiliario:

$$\omega_a = \omega_u \frac{R_{3u}}{R_{3a}} \quad (4-41)$$

Contemporaneamente la ruota della 2^a marcia che ruota folle sull'albero di uscita, ingranando con la corrispettiva ruota solidale all'albero ausiliario, ruota con velocità angolare ω_{2u} tale che:

$$\omega_{2u} R_{2u} = \omega_a R_{2a} \quad (4-42)$$

Nell'intervallo di tempo che passa tra il disinserimento della 3^a marcia e l'inserimento della 2^a si può assumere che la velocità di rotazione ω_a dell'albero ausiliario, e quindi anche quella ω_{2u} della ruota della 2^a marcia, non sia mutata in modo considerevole così come a maggiore ragione non sarà variata in modo rilevante quella dell'albero di uscita ω_u (che possiede un'inerzia maggiore).

Esprimendo allora ω_{2u} in funzione di ω_u :

$$\omega_{2u} = \omega_a \frac{R_{2a}}{R_{2u}} = \omega_u \frac{R_{3u}}{R_{3a}} \frac{R_{2a}}{R_{2u}} = \omega_u \frac{\tau_3}{\tau_2} \quad (4-43)$$

si può facilmente dimostrare che essendo $\tau_3 < \tau_2$ deve essere $\omega_{2u} < \omega_u$ ed è proprio la differenza tra queste due velocità che deve essere compensata per ottenere il sincronismo al momento dell'innesto della 2^a marcia.

²³ Volendo considerare un cambio a due alberi nella trattazione seguente è sufficiente sostituire alla velocità dell'albero ausiliario quella dell'albero di entrata.

²⁴ Cioè in corrispondenza dei raggi primitivi delle ruote dentate.

Più in generale quindi, per ottenere il sincronismo durante una scalata è necessario aumentare il numero di giri dell'albero ausiliario oppure ridurre quelli dell'albero di uscita aspettando che il veicolo decelerì autonomamente. Siccome il veicolo a causa della sua notevole inerzia impiega un tempo elevato per rallentare, è preferibile adottare la prima soluzione che in assenza del sincronizzatore può essere realizzata accelerando il motore ed effettuando le seguenti operazioni che rappresentano la manovra del doppio innesto (o doppietta):

1. si apre la frizione e si disinserisce la marcia;
2. si chiude la frizione e lasciando il cambio in folle si accelera il motore così da accelerare l'albero ausiliario;
3. si riapre la frizione e si inserisce rapidamente la marcia;
4. si richiude la frizione.

La manovra, quindi, richiede una certa pratica e una buona sensibilità al numero di giri del motore per valutare l'istante più opportuno per ingranare la marcia.

Nel caso in cui si desideri invece salire di marcia (ad esempio dalla 2^a alla 3^a) si presenta la situazione opposta perché è necessario decelerare l'albero ausiliario prima di effettuare l'innesto. Questa condizione si ottiene facilmente perché è sufficiente aprire la frizione ed aspettare qualche istante affinché l'ausiliario rallenti spontaneamente per attrito, tuttavia, si hanno comunque delle limitazioni nella guida perché è necessario saper aspettare il tempo necessario ed in ogni caso è impossibile effettuare una guida sportiva.

Concludendo, quindi, la situazione peggiore si presenta dovendo effettuare una scalata di marcia, tuttavia, in tutti e tre i casi esaminati la manovra del cambio marcia può essere notevolmente semplificata ricorrendo a dei dispositivi in grado di far raggiungere rapidamente e autonomamente la condizione di sincronismo tra gli elementi da accoppiare.

4.4.2 Descrizione e principio di funzionamento

I sincronizzatori possono essere realizzati con soluzioni costruttive anche molto differenti tra loro, tuttavia il principio base di funzionamento è sempre il medesimo.

Ci si riferisca come nel paragrafo precedente alla soluzione più generale di un cambio a tre alberi senza che in realtà ci siano sostanziali differenze concettuali rispetto ad un cambio a cascata.

Nei moderni cambi che impiegano un sincronizzatore le ruote condotte sono folli sull'albero di uscita ed ingranano permanentemente con le corrispettive ruote dell'albero ausiliario perciò in qualunque momento, a motore in moto, tutte le ruote all'interno della scatola del cambio sono in movimento (eccetto eventualmente quelle della retromarcia).

I sincronizzatori sono posizionati tra le ruote condotte e sono vincolati torsionalmente all'albero di uscita per cui ruotano alla sua stessa velocità. Essi sono costituiti da un mozzo calettato sull'albero, da un manicotto che può scorrere sul mozzo stesso e da un organo sincronizzante.

Il modo in cui è realizzato quest'ultimo rappresenta la differenza sostanziale tra le varie tipologie di sincronizzatore, ma in ogni caso per ottenere l'azione sincronizzante si sfrutta sempre l'attrito di strisciamento che si genera nel contatto tra due superfici dotate di moto relativo e ricavate rispettivamente sull'organo sincronizzante e sul mozzo della ruota condotta (folle sull'albero di uscita): la resistenza d'attrito, infatti, agisce frenando l'elemento più veloce ed accelerando quello più lento.

Queste superfici vengono portate a contatto mediante lo spostamento assiale del manicotto del sincronizzatore e quando si è raggiunta la sincronizzazione un ulteriore spostamento del manicotto permette di far ingranare una dentatura interna ricavata sullo

stesso con quella frontale della ruota condotta: in questo modo la ruota viene accoppiata torsionalmente con l'albero di uscita.

Utilizzando un sincronizzatore le tre manovre tipiche prima analizzate si realizzano in maniera molto semplice.

Quando il veicolo è fermo con motore in movimento e cambio in folle dopo aver aperto la frizione la ruota condotta della 1ª marcia continua a girare per inerzia però spostando il manicotto del sincronizzatore l'attrito genera l'arresto rapidamente e così l'innesto può essere effettuato.

Quando il veicolo è in movimento e si vuole salire di marcia il manicotto del sincronizzatore entra in contatto con una superficie che possiede una velocità periferica maggiore: in tal caso l'attrito fra le superfici genera una forza che frena la ruota condotta della marcia da inserire e con essa tutto l'albero ausiliario e quello di entrata.

Quando invece, con veicolo in movimento, si intende scalare di marcia il manicotto entra in contatto con una superficie che possiede una velocità inferiore per cui l'attrito sulla ruota condotta agisce come una forza tale da far accelerare l'albero ausiliario e di entrata.

4.4.3 Classificazione e tipologie costruttive

Da un punto di vista funzionale i sincronizzatori possono essere divisi in due grandi categorie: quelli permissivi e quelli non permissivi. I primi sono quelli che permettono di effettuare il cambio marcia anche se il sincronismo non è stato raggiunto, mentre gli altri impediscono che l'ingranamento possa essere realizzato anzitempo.

Nella prima categoria rientrano i sincronizzatori a manicotti conici e quelli impropriamente definiti a carico costante²⁵.

I sincronizzatori a manicotti conici vengono trattati per primi perché sono i più semplici dal punto di vista del funzionamento ma in realtà sono stati ideati ed introdotti successivamente a quelli a carico costante. Essi sono costituiti (Figura 4-32) da un manicotto scorrevole in un profilo scanalato ricavato sull'albero e portante una dentatura le cui estremità sono smussate (con angoli a 35°) così che durante lo spostamento queste superfici entrano in contatto con le rispettive dell'innesto frontale della ruota dentata e realizzano l'azione sincronizzante.

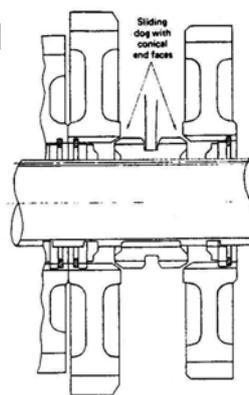


Figura 4-32 Sincronizzatore a manicotto conico

Questa tipologia di sincronizzatori non è più utilizzata, superata da quelli permissivi a carico costante e soprattutto dai non permissivi.

²⁵ Load constant nei testi anglosassoni.

I permissivi a carico costante sono così impropriamente definiti perché, superando un certo valore della forza di azionamento della leva, si ottiene l'avanzamento del manicotto scorrevole anche se non è stata raggiunta la sincronizzazione; questa forza dipende dal precarico e dalla rigidità della molla (come dimostrato nel paragrafo successivo). Con questo tipo di sincronizzatori il cambio marcia si realizza sempre attraverso due fasi distinte sequenziali: la sincronizzazione e l'innesto.

In questa categoria di sincronizzatori rientrano differenti soluzioni costruttive: una delle più semplici prevede l'impiego di tre mollette opportunamente sagomate che, trascinate dal manicotto, spingono l'anello sincronizzatore contro la superficie conica della ruota dentata per realizzare l'azione sincronizzante ma la soluzione più rappresentativa di questa categoria è quella con anello conico e sfere descritta dettagliatamente nel paragrafo successivo.

I sincronizzatori non permissivi si possono invece dividere in quattro sottocategorie:

- i sincronizzatori “blocking pin”;
- i sincronizzatori multicono;
- i sincronizzatori “baulking ring”;
- i sincronizzatori “servo ring”.

Nei paragrafi successivi viene descritta in dettaglio una soluzione costruttiva per ognuna categoria precedenti.

Sincronizzatore permissivo ad anello conico e sfere

Il sincronizzatore ad anello conico e sfera, fu sviluppato negli anni '20-'30 dalla Borg-Warner, e nella sua forma più semplice è costituito da due parti principali che sono il mozzo (o corpo sincronizzatore) e il manicotto (Figura 4-33).

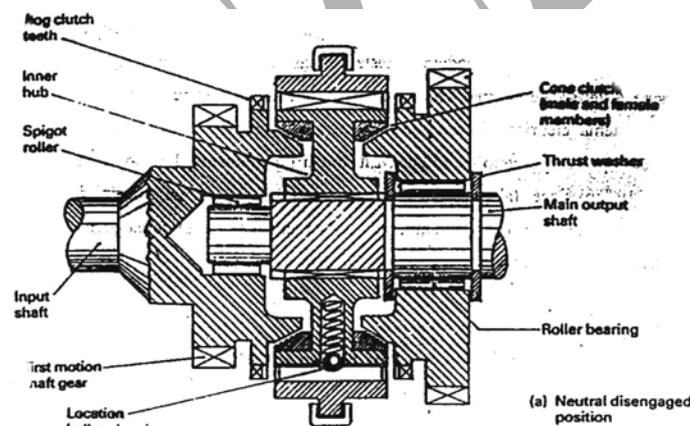


Figura 4-33 Sincronizzatore ad anello conico e sfera in posizione di riposo

Durante il cambio marcia il conducente, mediante la forcella di comando, sposta in direzione assiale (in figura verso sinistra) il manicotto che a sua volta trascina anche il mozzo tramite tre sfere precaricate da molle che si trovano alloggiare in altrettante scanalature toriche nel mozzo.

Il mozzo, infatti, è calettato sull'albero mediante un profilo scanalato in modo da accoppiarlo torsionalmente lasciandolo però libero di scorrere assialmente. Con questo spostamento assiale la superficie conica interna del mozzo viene portata in contatto e poi premuta contro un'analogo superficie ricavata sull'ingranaggio così da generare l'azione d'attrito necessaria per realizzare la sincronizzazione.

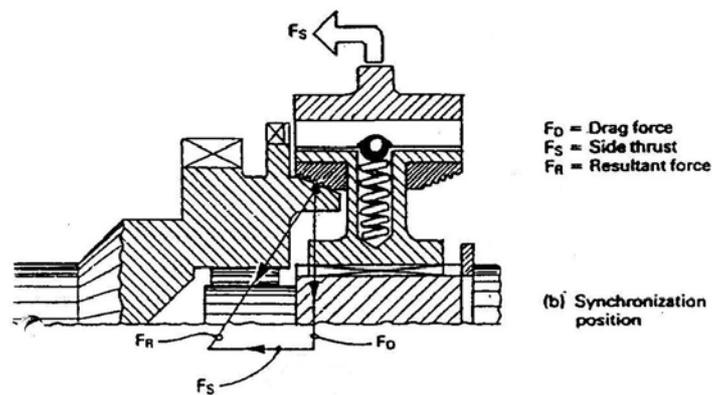


Figura 4-34 Sincronizzatore ad anello conico e sfera in posizione di sincronizzatore

Con un dispositivo di tal tipo l'efficacia della sincronizzazione dipende però anche dall'abilità del conducente in quanto egli deve mantenere le due superfici in contatto, senza aumentare eccessivamente la spinta sulla forcella di comando, finché non viene raggiunta la sincronizzazione. In caso contrario, infatti, verrebbe superato il punto di compressione della molla prima dell'avvenuta sincronizzazione e il manicotto andrebbe ad urtare contro l'ingranaggio producendo la classica grattata.

Attendendo invece l'annullamento della velocità relativa tra i due elementi, il manicotto può avanzare in modo da far ingranare la sua dentatura interna con quella di trascinamento dell'ingranaggio (Figura 4-35). Per facilitare questa operazione i denti degli ingranaggi sono frontalmente provvisti di angoli di invito. L'operazione di cambio marcia, quindi, si può ritenere composto di due fasi: accostamento tra le superfici coniche e innesto tra le dentature di trascinamento.

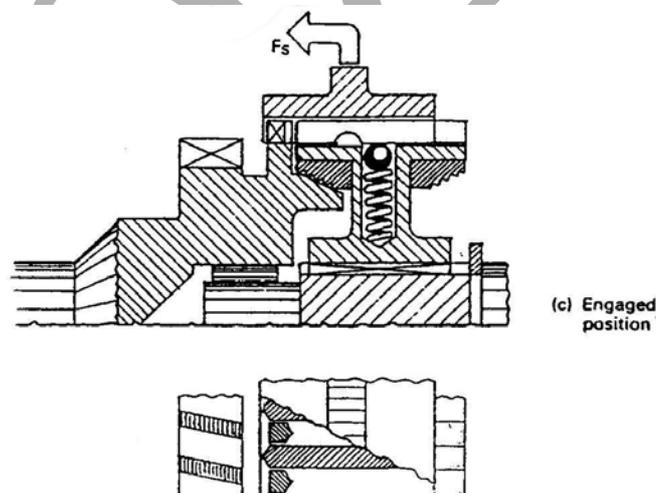


Figura 4-35 Sincronizzatore ad anello conico e sfera in posizione di ingranamento

Per comprendere quali sono i parametri importanti da considerare per il dimensionamento del sincronizzatore, in funzione anche del tipo di veicolo e dello stile di guida che si vuole poter effettuare, ci si riferisca nuovamente alla Figura 4-33.

Si indichi con J_t il momento d'inerzia di tutte le masse rotanti che devono essere accelerate (quando si deve scalare di marcia), ridotte alla velocità ω dell'ingranaggio considerato: si ricorda e sottolinea che tali masse sono costituite dal disco della frizione, dagli

alberi di entrata ed ausiliario²⁶, dalla costante d'ingranaggio e dalle altre ruote calettate sull'ausiliario e con esse ingranate, senza dimenticare i sincronizzatori. Il momento necessario per ottenere la sincronizzazione risulta quindi:

$$M_S = J_t \frac{d\omega}{dt} \quad (4-44)$$

Che calcolato in un tempo finito ed espresso in funzione del numero di giri:

$$M_S = J_t \frac{2\pi \Delta n}{60 \Delta t} \quad (4-45)$$

L'azione necessaria per realizzare questo momento viene effettuata dal conducente esercitando un'azione assiale F_S sulla forcella di comando. Sia F_R la componente ortogonale alla superficie conica di contatto:

$$F_R = \frac{F_S}{\sin\alpha} \quad (4-46)$$

Di conseguenza si sviluppa una forza risultante di attrito pari a:

$$F_A = fF_R = \frac{fF_S}{\sin\alpha} \quad (4-47)$$

Da cui, per effettuare la sincronizzazione, si dispone di un momento risultante:

$$M_S = fF_R R_m = \frac{fF_S}{\sin\alpha} R_m \quad (4-48)$$

Uguagliando questa espressione con la (3-45) si può ricavare il valore della forza d'innesto che deve esercitare il conducente:

$$F_S = \frac{\sin\alpha}{fR_m} J_t \frac{2\pi \Delta n}{60 \Delta t} \quad (4-49)$$

E' inoltre importante osservare che questa forza d'innesto è direttamente proporzionale (per un sincronizzatore di questo tipo) alla forza esercitata dalla molla e quindi alla sua rigidità. Si può allora concludere che, a parità di tutti i vari parametri progettuali, per potere effettuare una guida sportiva con tempi d'innesto ridotti (Δt) è necessario esercitare elevate forze d'innesto e quindi avere delle molle rigide mentre nel caso contrario si possono esercitare sforzi minori ma anche i tempi di cambiata si allungano.

Sincronizzatore non permissivo a triplice cono

Il sincronizzatore Borg Warner prima esaminato non viene più utilizzato perché, come detto, presenta diversi difetti: ridotta capacità di trasmettere coppia di attrito attraverso una sola superficie conica, tempi comunque elevati per la cambiata, permissività.

²⁶ Considerando un cambio a tre alberi.

Per risolvere questi problemi sono stati ideati dei sincronizzatori con due o tre coni: quello più esterno riceve la spinta attraverso la forcella di comando e trascina il secondo che presenta due facce coniche di lavoro. Fra questi due coni si può trovare un elemento intermedio a due coni così che le superfici coniche di lavoro diventano tre. Un esempio è di seguito rappresentato (Figura 4-36):

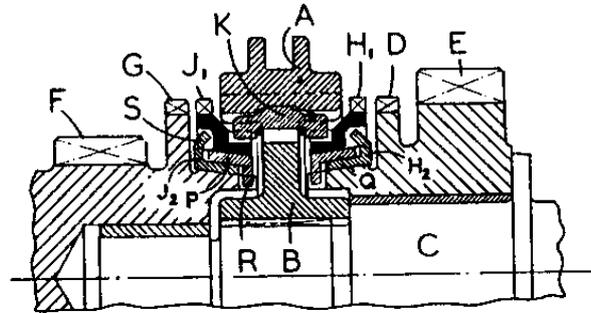


Figura 4-36 Sincronizzatore a triplo cono

Rispetto ad un sistema classico, come detto, l'anello sincronizzatore è diviso in due parti (J_1 e J_2 per quello di sinistra e H_1 e H_2 per quello di destra) e tra loro è compreso anche un ulteriore anello intermedio (rispettivamente P e Q). Il cono esterno J_1 è mosso direttamente dal mozzo K e quello interno J_2 da J_1 tramite il risalto S . Il cono intermedio è invece trascinato, tramite il risalto R che si alloggia in una fessura ricavata nel mozzo della ruota F . Quando l'albero C ruota relativamente alla ruota F ci sono quindi ben tre superfici coniche di lavoro. A parità di spinta assiale esercitata sul manicotto A tramite la forcella, la coppia di sincronizzazione che si produce è quasi il triplo.

Inoltre in questo modo il sistema non è permissivo come quello originario perché il cono superiore (flottante) possiede un piccolo gioco angolare rispetto al manicotto e le forze tangenziali lo trascinano bloccando l'avanzamento del manicotto stesso (con un sistema simile a quello descritto successivamente per i sincronizzatori a dente di arresto). Una volta raggiunta la sincronizzazione l'anello flottante non può più opporre resistenza ed il manicotto può avanzare permettendo l'ingranamento.

Sincronizzatore non permissivo di tipo "blocking pin"

I "blocking pin", anche se vengono esaminati dopo i multicono, cronologicamente rappresentano il primo esempio di sincronizzatori non permissivi e sono tuttora utilizzati nei mezzi pesanti perché le versioni più recenti (Figura 4-38) uniscono un ingombro ridotto ad una elevata robustezza.

Come si può vedere in Figura 4-37, l'anello sincronizzatore è supportato assialmente dai "blocking pin". Il manicotto scorrevole è provvisto di una porzione centrale flangiata e con una serie di fori così che sia libero di scorrere, spinto dalla forcella di selezione, rispetto ai "blocking pin". Una serie di molle precaricate di bloccaggio è però inclusa tra i "blocking pin" e il manicotto scorrevole.

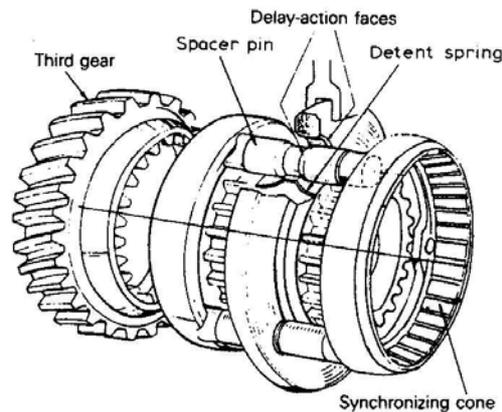


Figura 4-37 Sincronizzatore di tipo "blocking pin"

Un dispositivo di questo tipo, per come è stato descritto, funzionerebbe come un semplice sincronizzatore permissivo a carico costante con molle precaricate. Per introdurre l'effetto di bloccaggio in grado di evitare il prematuro scorrimento ed ingranamento del manicotto, i "blocking pin" presentano una parte centrale di diametro minore raccordata con degli smussi alle parti esterne di diametro maggiore (su questa parte centrale agiscono anche le molle). I corrispettivi fori sulla flangia presentano degli smussi analoghi. Durante l'innesto la forcina spinge il manicotto e attraverso le molle precaricate anche i "blocking pin" e quindi l'anello sincronizzatore, fino ad arrivare al contatto con la corrispettiva superficie conica della ruota dentata: se tra queste due superfici c'è un certo scorrimento (non c'è il sincronismo) nasce una coppia d'attrito che provoca una piccola rotazione dell'insieme "blocking pin"/anello sincronizzatore rispetto al manicotto, fino ad arrivare al contatto tra le superfici smussate dei "blocking pin" e quelle dei fori: ogni ulteriore scorrimento assiale è così impedito. Quando il sincronismo viene raggiunto e la coppia d'attrito si annulla, la spinta esercitata attraverso la forcina è in grado di far scorrere relativamente le superfici smussate dei "blocking pin" rispetto a quelle del manicotto fino ad ottenere l'ingranamento.

Una versione maggiormente evoluta di quella appena descritta è quella denominata "split pin" della Turner-Spicer (Figura 4-38): la struttura è molto più compatta ma il funzionamento è del tutto analogo eccetto che per i "split pin" (D) che fanno in modo che le molle possano agire senza essere sottoposte ad attrito di scorrimento (e quindi ad elevata usura).

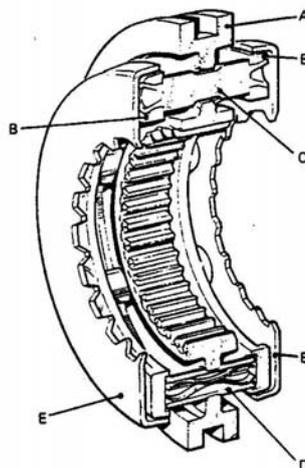


Figura 4-38 Sincronizzatore di tipo "blocking pin" della Turner-Spicer

Sincronizzatore non permissivo con dente di arresto

Il funzionamento di questo tipo di sincronizzatore (appartenente alla categoria “baulking ring”) è abbastanza simile al Borg Warner classico: anche in questo caso le parti principali che lo compongono sono il mozzo 2 e il manicotto 1 che scorre su di esso (Figura 4-39). Il manicotto è normalmente tenuto in posizione sul mozzo da tre elementi di bloccaggio 3 che, spinti da delle molle 4 entro una scanalatura torica, svolgono quindi il compito delle sfere.

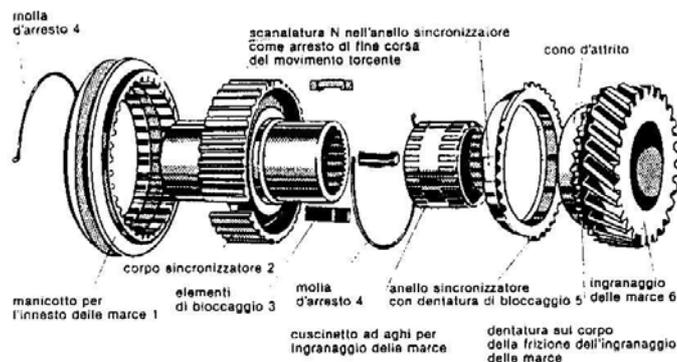


Figura 4-39 Esploso di un sincronizzatore a dente d'arresto

Quando si aziona la forcella del cambio il manicotto, spostandosi solidalmente con gli elementi di bloccaggio 3, spinge l'anello sincronizzatore 5 a contatto del cono d'attrito *K* dell'ingranaggio delle marce così da poter realizzare l'azione di sincronizzazione (Figura 4-40).

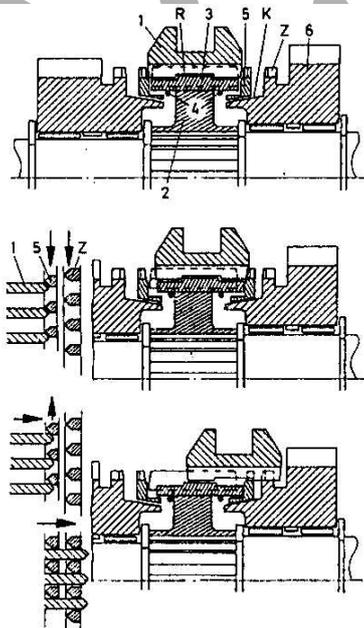


Figura 4-40 Sincronizzatore a dente d'arresto

La coppia frenante che nasce provoca una torsione nella cava *N* dell'anello sincronizzatore: per effetto di questa torsione i denti smussati della dentatura di bloccaggio 5 vengono premuti contro i corrispettivi del manicotto 1 impedendo un ulteriore spostamento angolare ed ottenendo il bloccaggio (vedere anche Figura 4-41).

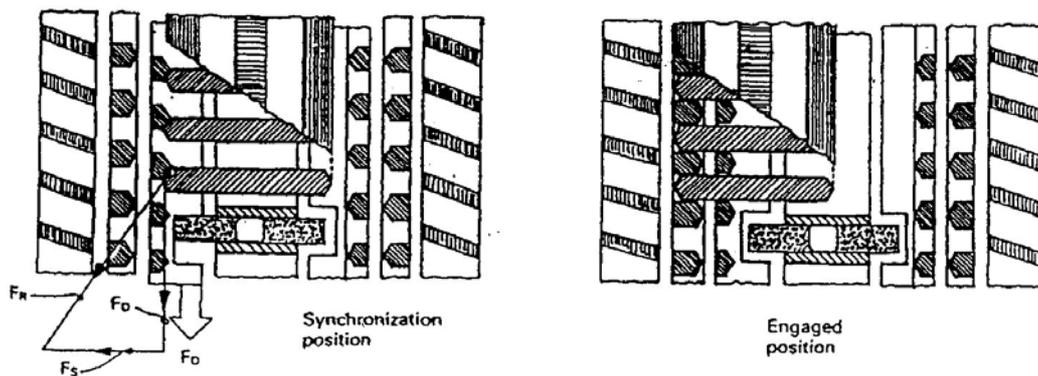


Figura 4-41 Dettaglio della dentatura di bloccaggio

Dopo che le punte degli elementi di bloccaggio sono uscite dalla scanalatura torica, il carico applicato sul manicotto viene trasmesso dai fianchi smussati dei denti del manicotto stesso che premono contro i corrispettivi dell'anello 5: in questo modo si crea una forte coppia di attrito che incrementa la coppia frenante accelerando la sincronizzazione. Quando questa viene raggiunta si annulla la coppia frenante e con essa l'effetto della torsione così che il manicotto può avanzare ulteriormente fino ad innestarsi nella dentatura di trascinamento Z e l'anello di sincronizzazione ritorna invece nella posizione di riposo: la marcia è così inserita.

Sincronizzatore non permissivo Porsche

La soluzione Porsche, rappresentativa della categoria "servo ring", pur sfruttando l'attrito tra superfici metalliche per ottenere la sincronizzazione, prevede un principio di funzionamento nettamente differente dai precedenti dispositivi.

I principali componenti di questo tipo di sincronizzatore sono (Figura 4-42 e Figura 4-43): un mozzo di trascinamento a tre bracci 2 accoppiato all'albero mediante profilo scanalato, un manicotto scorrevole 1 provvisto di dentatura interna per l'imbocco con la dentatura frontale della ruota dentata, un anello sincronizzatore elastico 4.

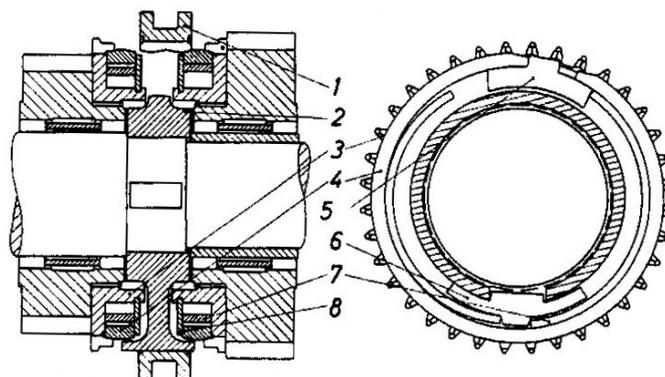


Figura 4-42 Sezione di un sincronizzatore Porsche

L'anello elastico presenta un taglio nel quale si colloca il nasello del settore di spinta 5 (o pattino con nasello). Tra il corpo sincronizzatore 3 (o frizione), che è accoppiato solidamente alla ruota dentata, e l'anello sono collocati, con un certo gioco radiale e circonferenziale, due nastri di spinta 7 (o segmenti di blocco) che durante il funzionamento possono andare a battuta con il settore di spinta da una parte e con il dente di riscontro 6 (o settore di

trascinamento ed arresto) dall'altra. Questi nastri sono poi tenuti in posizione assialmente da due anelli di sicurezza 8 (o rondelle di fermo).



Figura 4-43 Componenti di un sincronizzatore Porsche

Per comprendere il principio di funzionamento di questo dispositivo si prenda prima in considerazione come si effettua il cambio marcia a ingranaggi fermi (Figura 4-44): attraverso la forcella di comando si fa scorrere il manicotto 1 sopra il mozzo 2, comprimendo l'anello elastico 4, finché la sua dentatura interna non si innesta in quella di trascinamento 3 solidale alla ruota 9.

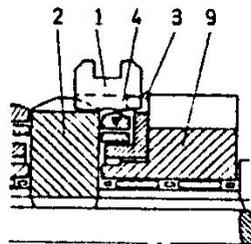


Figura 4-44 Cambio marcia ad ingranaggi fermi

Durante la marcia il funzionamento è differente (Figura 4-45) perché quando lo spostamento del manicotto 1 spinge l'anello 4 contro la frizione 3, la differente velocità di rotazione tra quest'ultima (solidale alla ruota) e il manicotto stesso, produce delle azioni di attrito sull'anello elastico che si trova interposto.

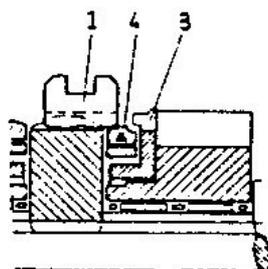


Figura 4-45 Inizio del processo di sincronizzazione

A causa di queste azioni (Figura 4-46) una delle due estremità dell'anello va ad appoggiarsi sul nasello del pattino 5 spingendolo a sua volta contro uno dei due nastri frenanti 7 che prima recupera il gioco circonferenziale e poi va a battuta contro il dente di riscontro 6. A questo punto il nastro di spinta, se l'azione da parte dell'anello continua, tende ad inflettersi recuperando prima il gioco radiale verso l'esterno e poi esercitando un'azione radiale sull'anello stesso tendente a farne aumentare il raggio e ostacolando ulteriormente l'avanzamento del manicotto scorrevole: in questo modo si realizza il bloccaggio finché non viene raggiunta la condizione di sincronizzazione desiderata. Nel frattempo l'altro nastro di spinta non interviene.

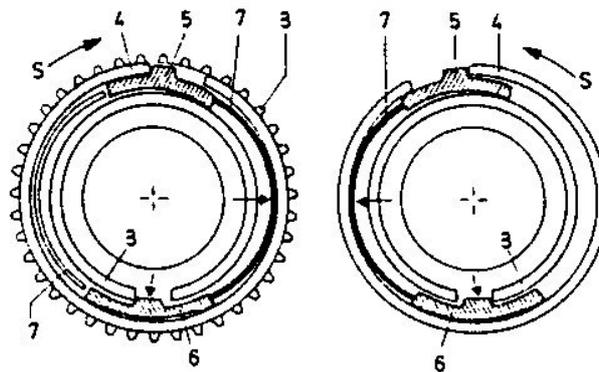


Figura 4-46 Sistema di bloccaggio del sincronizzatore Porsche

Quando viene raggiunto il sincronismo il sistema di bloccaggio si scarica e la forza esercitata dal conducente mediante la forcella diventa sufficiente per comprimere l'anello elastico e far avanzare il manicotto così da realizzare l'ingranamento come descritto nel caso di ingranaggi fermi (raggiunta la sincronizzazione, infatti, sono relativamente fermi).

4.4.4 Materiali per anelli sincronizzatori

Gli anelli sincronizzatori, come tutti gli elementi meccanici particolarmente soggetti ad azioni d'attrito (in questo caso, come noto, l'azione dell'attrito viene addirittura sfruttata proprio per il funzionamento del dispositivo), sono componenti particolarmente delicati sia per la scelta della forma e delle dimensioni che, in particolare, per quella del materiale.

L'azione dell'attrito, infatti, produce sollecitazioni sia di tipo meccanico che termico: nel primo caso il problema maggiore è quello dell'usura che può essere minimizzato con una giusta scelta del materiale dell'anello anche in funzione degli altri componenti con cui viene in contatto. La scelta di un materiale troppo duro, infatti, comporta un'usura degli elementi con cui viene in contatto l'anello e tendenzialmente provoca un abbassamento del coefficiente d'attrito, mentre materiali troppo teneri comportano un'eccessiva usura dell'anello stesso; al contrario, se il materiale è troppo tenero è l'anello che ha breve durata.

Tendenzialmente per gli anelli flottanti conici come quelli utilizzati nel Borg Warner, si impiega il bronzo avente composizione analoga a quella dei cuscinetti antifrizione, mentre per gli anelli elastici sono impiegati acciai speciali simili a quelli utilizzati per le molle.

4.5 Dispositivi di comando, selezione, arresto e bloccaggio

4.5.1 Dispositivi di comando

Nei normali cambi manuali a gradini la scelta e il comando della marcia da inserire viene operata dal guidatore attraverso la classica leva che si trova posizionata tra i sedili anteriori o più raramente dietro il volante e il movimento di questa leva si traduce, alla fine della catena di comando, nello spostamento di una delle forcelle che si inseriscono nei manicotti dei sincronizzatori e permettono di operare l'innesto della marcia desiderata.

Proprio in funzione di come il movimento della leva viene trasmesso alle forcelle si può distinguere tra cambi a comando diretto e indiretto.

Nel primo caso, infatti, l'estremità inferiore della leva si innesta direttamente sulle aste di selezione e quindi questa soluzione può essere utilizzata solo se il cambio si trova posizionato subito sotto la relativa leva (Figura 4-47), altrimenti è necessario utilizzare la seconda soluzione che permette di trasmettere il movimento dalla leva alle aste attraverso un sistema di leve e cavi.

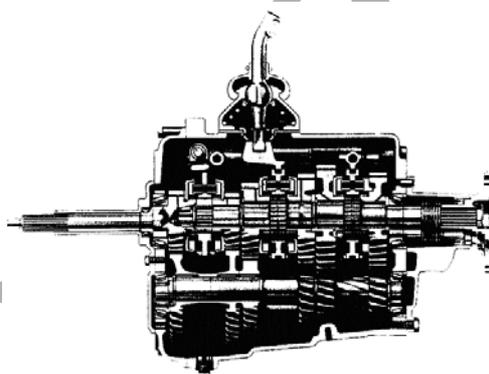


Figura 4-47 Comando di tipo diretto

In particolare questa seconda soluzione viene sempre impiegata quando la leva di comando è posizionata dietro il volante (Figura 4-48).

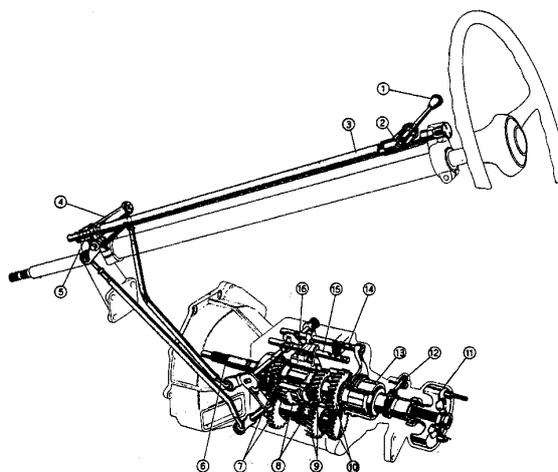


Figura 4-48 Comando di tipo indiretto con leva dietro al volante

È interessante osservare che anche con i cambi automatici, ad esempio quelli robotizzati, il comando è di tipo indiretto però in questo caso l'input del conducente viene trasmesso attraverso un segnale elettrico.

4.5.2 Dispositivi di selezione

Dato che la leva di comando è unica e le forcelle sono generalmente tre (una ogni due marce), è necessario un meccanismo che permetta di selezionare correttamente la forcella opportuna. Si desidera inoltre poter inserire la marcia desiderata senza dover passare attraverso le altre per rendere più rapida l'operazione.

Le tipologie di selettore maggiormente utilizzate sono due: quella con aste multiple e quella ad asta singola.

Il primo meccanismo è costituito, come dice il nome stesso, da delle aste scorrevoli (una per ogni forcella) disposte parallelamente agli alberi del cambio (Figura 4-49). Su queste aste sono riportate delle appendici a forcella nelle quali si può impegnare l'estremità della leva cosiddetta di selezione che può essere solidale alla leva del cambio o venire comandata da questa.

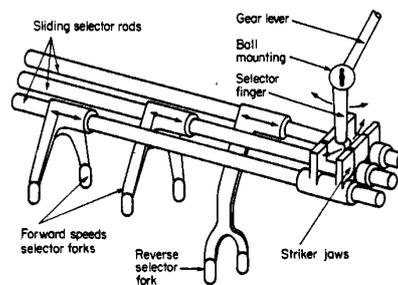


Figura 4-49 Selettore multi-asta

Quando il cambio è in folle queste appendici sono allineate e muovendo trasversalmente la leva di selezione la sua estremità può scorrere liberamente tra queste appendici consentendo di scegliere quale asta azionare. Una volta selezionata l'asta con un movimento longitudinale si fa scorrere la stessa con la relativa forcella provocando lo spostamento del manicotto e quindi l'inserimento della marcia.

Nella seconda tipologia, maggiormente utilizzata perché più semplice della precedente, tutte le forcelle sono montate su una sola asta e possono traslare assialmente su di essa. Il movimento delle forcelle è comandato attraverso l'asta di selezione la cui estremità si impegna direttamente in un alloggiamento ricavato nel corpo delle stesse. Le forcelle hanno inoltre la libertà di ruotare di un certo angolo (Figura 4-50): è mediante questo movimento rotatorio che viene scelta la forcella e quindi il manicotto da spostare.

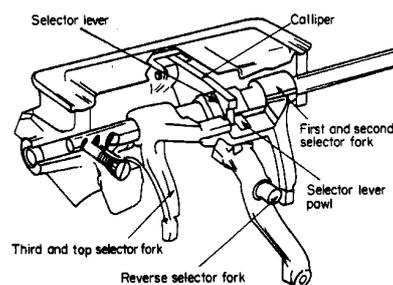


Figura 4-50 Selettore ad asta singola

4.5.3 Dispositivi di arresto

I dispositivi di arresto servono per evitare che la marcia inserita si disinnesti a causa delle vibrazioni o di un leggero urto sulla leva del cambio da parte del conducente, inoltre, impedisce anche che quando il cambio è in folle alla minima vibrazione o urto venga inserita una marcia.

Il sistema più semplice e diffuso per realizzare un dispositivo di questo tipo è quello di utilizzare una sfera che, premuta da una molla 7, si alloggia in una delle apposite cavità realizzate nell'asta in corrispondenza della posizione di folle o di marcia inserita²⁷ (Figura 4-51).

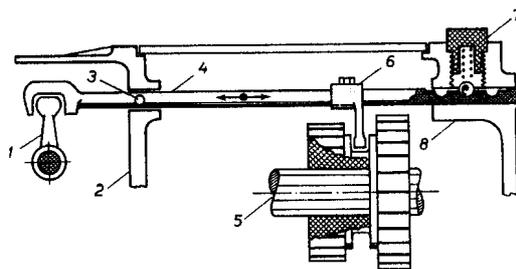


Figura 4-51 Dispositivo di arresto

In un cambio con selettore multiasta sono quindi presenti tre dispositivi di bloccaggio a molla mentre in un selettore ad asta singola ne è sufficiente uno solo.

4.5.4 Dispositivi di bloccaggio

I dispositivi di bloccaggio (o di sicurezza) servono per impedire che possano essere inserite due marce contemporaneamente.

In genere, nei sistemi ad aste multiple, questi sistemi sono costituiti da dei nottolini alloggiati entro cavità praticate nelle aste: quando il cambio è in folle i nottolini possono muoversi con una certa libertà dentro questi alloggiamenti ma quando un'asta viene spostata, diminuendo lo spazio a disposizione, i nottolini non possono più muoversi ed impediscono l'eventuale movimento di altre aste, in questo caso funzionano cioè da chiavistelli (Figura 4-52).

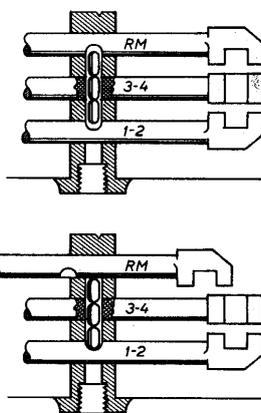


Figura 4-52 Funzionamento del dispositivo di bloccaggio

²⁷ In un normale cambio a cinque marce avanti e retromarcia, quindi, ogni asta presenta tre alloggiamenti per la sfera.

4.6 Lubrificazione

Lo scopo principale della lubrificazione degli ingranaggi del cambio è quella di interporre un sottilissimo strato di olio tra i denti istantaneamente ingranati così da evitare il contatto diretto tra le rispettive superfici metalliche (Figura 4-53): in questo modo si riduce notevolmente il fenomeno della fatica superficiale e dell'usura. A tal fine è importante che il fluido abbia un'elevata capacità di adesione, infatti, non solo deve resistere alle elevate pressioni di compressione ma anche alla forza centrifuga dovuta all'elevata velocità di rotazione delle ruote dentate.

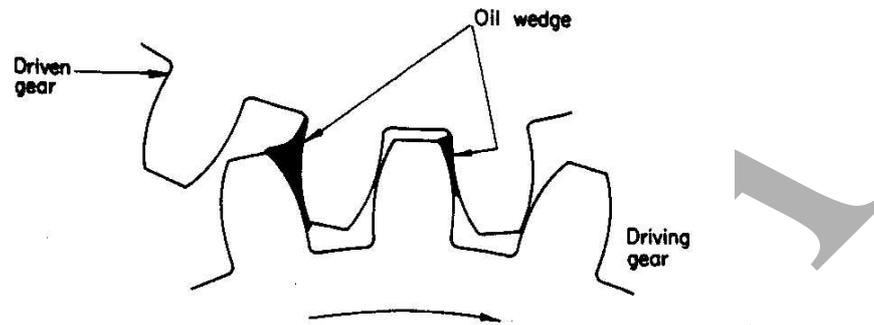


Figura 4-53 interposizione dello strato di olio tra i denti in presa

L'olio svolge, inoltre, anche altre importanti funzioni: quella di refrigerante, di anticorrosivo e di lubrificante per facilitare l'azionamento di tutte le parti scorrevoli come i manicotti o le aste di comando.

Per soddisfare contemporaneamente tutte queste esigenze, è necessario che il fluido abbia determinate caratteristiche di viscosità: è necessario trovare una soluzione di compromesso tra una bassa viscosità che rende più scorrevoli gli azionamenti, ed un valore elevato che aumenta lo smorzamento del rumore e delle vibrazioni e la capacità di resistenza alla compressione tra i denti in presa.

In ogni caso l'olio utilizzato è generalmente diverso da quello impiegato per la lubrificazione dei motori perché sono diverse sia le esigenze che le condizioni di funzionamento: in particolare le temperature d'esercizio sono molto più basse mentre le pressioni sono nettamente più elevate.

Le possibili tipologie di lubrificazione sono due: a bagno d'olio e sbattimento e a lubrificazione forzata.

Nel primo caso la scatola del cambio svolge anche la funzione di serbatoio dell'olio: le ruote dentate dell'albero posizionato più in basso sono parzialmente immerse nel bagno d'olio così che ruotando il lubrificante viene "pescato" e trasportato nella zona di ingranamento. Contemporaneamente una quantità non trascurabile di olio viene anche polverizzato e proiettato, per azione centrifuga, all'interno di tutta la scatola così da lubrificare anche le parti non raggiunte per trasporto "diretto". È importante sottolineare che quella che potrebbe sembrare la soluzione più semplice e diretta, cioè riempire quasi completamente la scatola del cambio, sarebbe invece controproducente perché aumenterebbero notevolmente le perdite per attrito viscoso e si avrebbe anche un peggior smaltimento termico da parte dell'olio stesso con un conseguente deterioramento delle sue caratteristiche fisico-chimiche.

Il sistema a lubrificazione forzata (Figura 4-54) può essere considerato un'evoluzione del precedente sul quale viene implementata una pompa ad ingranaggi che preleva l'olio dal serbatoio e lo invia attraverso dei condotti opportunamente realizzati all'interno degli alberi e

delle ruote fino a raggiungere i manicotti scorrevoli e i cuscinetti. Impiegando la lubrificazione forzata si può ridurre la quantità di olio nel serbatoio. Essendo più efficiente della precedente, quest'ultima soluzione viene utilizzata quando le condizioni di funzionamento sono maggiormente critiche.

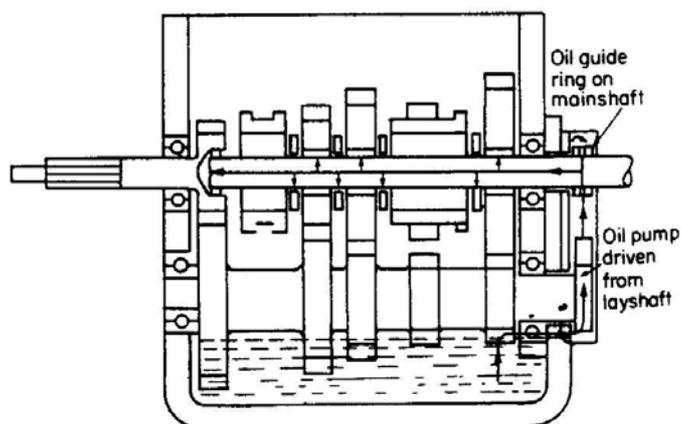


Figura 4-54 Schema di una lubrificazione forzata

4.7 Cenni alle problematiche di progetto di un cambio

4.7.1 Dimensionamento degli ingranaggi

I due problemi principali da tenere in considerazione per il dimensionamento degli ingranaggi di un cambio sono quelli della sollecitazione a flessione e della fatica superficiale: il primo assume particolare importanza negli ingranaggi definiti di “forza” cioè quelli delle marce più basse che trasmettono coppie elevate a basse velocità di rotazione, mentre il problema della fatica superficiale diventa preponderante per gli ingranaggi “veloci”.

Il cambio deve essere realizzato più piccolo e leggero possibile: per questo motivo il dimensionamento a fatica non può essere fatto utilizzando un coefficiente di sicurezza troppo elevato. È quindi necessario conoscere in maniera accurata i carichi applicati e stimare in maniera verosimile le percentuali di utilizzo di ogni rapporto compilando tabelle come la seguente (nel caso di un cambio a quattro marce):

Rapporto	Percentuale sulla percorrenza	Percentuale sulla percorrenza			
		Coppia al 25%	Coppia al 50%	Coppia al 75%	Coppia al 100%
I°	15%	30%	40%	20%	10%
II°	20%
III°	30%
IV°	35%

Tabella 4-4 Percentuali di utilizzo di ogni rapporto

Utilizzando una tabella come la precedente si può anche stimare il tempo di funzionamento ipotizzando una velocità media di marcia con un certo rapporto inserito.

Stimando la percorrenza totale durante la vita del veicolo, per esempio pari a 200000 Km, si può risalire alla percorrenza effettuata con una certa marcia e al relativo tempo di

funzionamento. Ad esempio in I° marcia, secondo la tabella precedente, il veicolo percorrerebbe 30000 Km (cioè 1000 ore ipotizzando una velocità media di 30 Km/h); si può così ricavare il relativo spettro di carico:

Coppia	Tempo di funzionamento	Numero di giri medio	Numero di giri totale
25%	300 h	n_{im}	n_{itot}
50%	400 h
75%	200 h
100%	100 h

Infatti, il numero di giri medio n_i si può ricavare banalmente dalla velocità media V_{mi} ipotizzata per la marcia i -esima utilizzando la (3.31):

$$n_{im} = \frac{V_{mi}}{R_r \tau_{ti}} \frac{60}{2\pi} \quad (4-50)$$

Mentre il numero di giri totale si può ricavare dalla seguente espressione:

$$n_{itot} = h \cdot n_{im} \cdot 60 \quad (4-51)$$

Il numero di giri totali di una ruota dentata coincide poi con il numero di cicli di carico da utilizzare per il calcolo a fatica del dente di una ruota poiché esso viene caricato una sola volta ogni giro.

Analogamente si può ricavare lo spettro di carico per tutte le altre marce. Per effettuare un calcolo più accurato è sufficiente aumentare i valori di coppia sui quali effettuare la stima.

Generalmente, comunque, i cambi vengono progettati per resistere a durate comprese tra le 5000 e le 10000 ore di funzionamento, da cui, ipotizzando una velocità media di 80 Km/h (realistica ad esempio per una berlina) si ricava che essi non dovrebbero cedere prima che il veicolo arrivi ad una percorrenza di 400000 Km; normalmente, quindi, pur volendone contenere il peso e l'ingombro, la durata prevista di un cambio deve essere superiore a quella degli altri componenti del motore perché la sua rottura sarebbe estremamente pericolosa.

4.7.2 La rumorosità

Negli ultimi anni le case costruttrici stanno prestando un interesse sempre crescente nei confronti del comfort acustico e vibrazionale dei veicoli: in quest'ottica anche il comportamento di un cambio, essendo una delle principali "fonti" di rumorosità a bordo di un veicolo, deve essere ottimizzato.

La rumorosità di un cambio è influenzata da:

- le caratteristiche acustiche della scatola;
- la tipologia e la quantità di lubrificante utilizzato;
- i fenomeni che danno origine al "rattle";
- l'errore di trasmissione effettivo.

La scatola del cambio funziona sostanzialmente come una cassa acustica; nella sua progettazione occorre evitare che il rattle del cambio abbia delle componenti in frequenza pari a quella di risonanza della scatola stessa altrimenti tali componenti verrebbero amplificate creando, ovviamente, un effetto particolarmente fastidioso.

L'errore di trasmissione (E.T.) si definisce come la differenza tra la velocità angolare effettiva e quella teorica:

$$E.T. = \omega_{eff} - \omega_{teor} = \tau_{eff} \cdot \omega - \tau_{teor} \cdot \omega = \omega(\tau_{eff} - \tau_{teor}) \quad (4-52)$$

e dipende da: errori di forma, deformazioni elastiche (di alberi, supporti, denti, corpo ruota, ...) e deformazioni dovute ai contatti Hertziani sotto le azioni dinamiche ed in lubrificazione idrodinamica.

In particolare il rapporto di trasmissione effettivo presenta normalmente un andamento come quello rappresentato in figura:

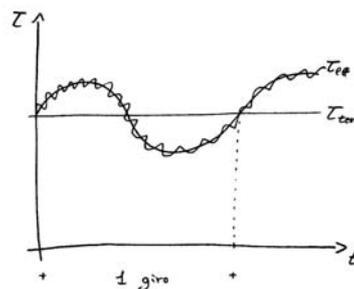


Figura 4-55 Andamento nel tempo del rapporto di trasmissione teorico ed effettivo

Essendo molto difficile da valutare, in luogo dell'E.T. normalmente si calcola l'errore statico di trasmissione (E.S.T.) che rappresenta la stessa grandezza calcolata però con i carichi statici e senza l'effetto del lubrificante.

Scelta del numero di denti

Il numero di denti delle due ruote dentate di una coppia viene scelto in modo che dal loro rapporto non risulti un numero intero: in questo modo tutti i denti della prima ruota ingranano con tutti quelli della seconda e si distribuiscono i punti di contatto ottenendo un'usura più uniforme.

Correzione delle dentature

Tutti gli ingranaggi di un cambio (eccetto quelli della retromarcia) devono, ovviamente, avere lo stesso interasse e questo costituisce un vincolo nella scelta del numero di denti per le due ruote dentate: per questo motivo il proporzionamento normale non va bene e tutte le ruote dentate devono essere necessariamente corrette.

Come anticipato, le correzioni servono anche per ridurre l'errore di trasmissione e diminuire la rumorosità di funzionamento degli ingranaggi. A tal riguardo è importante osservare che sotto carico gli alberi che portano le ruote dentate si flettono (e ci sono anche altre deformazioni normalmente di entità minore) per cui l'area di contatto tra i denti delle ruote ingranate si sposta rispetto a quella prevista senza tenere conto di questi effetti.



Figura 4-56 Effetto della flessione dell'albero sotto carico

Mediante la correzione delle dentature si cerca allora di compensare queste deformazioni in modo da avere un contatto corretto tra i denti. Purtroppo con questo sistema non è possibile ottimizzare contemporaneamente il comportamento di tutte le marce e, quindi, normalmente si cerca una soluzione di compromesso privilegiando comunque la marcia che verrà maggiormente utilizzata e che generalmente deve garantire anche il maggior comfort di marcia.

Le tipologie di correzioni che vengono normalmente effettuate sono di due categorie: quelle di profilo e quelle di bombatura (vedi figura seguente).

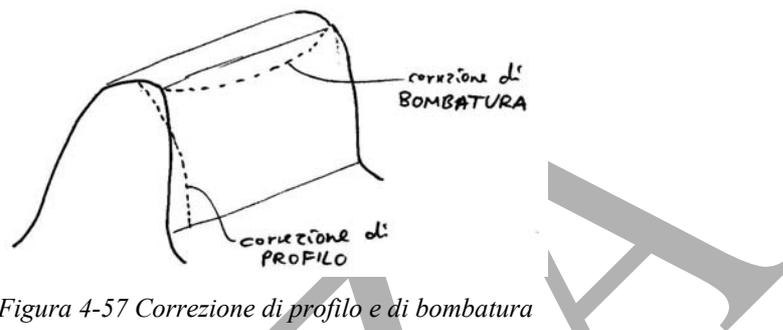


Figura 4-57 Correzione di profilo e di bombatura

4.7.3 Dimensionamento degli alberi

Il dimensionamento degli alberi su cui sono calettate le ruote dentate deve essere effettuato valutando principalmente la resistenza a rigidità e fatica.

Generalmente il dimensionamento a rigidità è più restrittivo perché è di fondamentale importanza garantire la costanza dell'interasse per evitare che variazioni dell'area di contatto tra i denti comportino anche errori nel rapporto di trasmissione e quindi vibrazioni e rumorosità. È comunque necessario valutare anche la resistenza a fatica quando sono presenti fattori di intaglio che potrebbero originare situazioni critiche.

4.7.4 Dimensionamento e montaggio dei cuscinetti

Il dimensionamento dei cuscinetti non rappresenta generalmente un problema perché dovendo utilizzare degli alberi di diametro elevato per soddisfare le specifiche di resistenza a rigidità, anche i cuscinetti risultano necessariamente sovradimensionati.

Particolarmente delicato è invece il posizionamento ed il montaggio dei cuscinetti.

Per quanto riguarda il primo aspetto, infatti, è desiderabile collocare i cuscinetti il più vicino possibile alle marce basse che devono trasmettere coppie più elevate e quindi implicano maggiori problemi di inflessione dell'albero.

Il problema del montaggio, invece, è strettamente connesso con l'entità dei giochi che si desidera ottenere.

I giochi radiali devono essere il più possibile ridotti per evitare variazioni di interasse (con le conseguenze già descritte sull'errore di trasmissione), compatibilmente con il fatto che un accoppiamento troppo stretto può causare interferenza interna che accorcia la vita del cuscinetto e ne aumenta la rumorosità.

Assialmente, invece, è necessario che l'albero che porta le ruote dentate sia vincolato in modo da non muoversi sotto l'effetto delle spinte assiali che necessariamente sono presenti quando si utilizzano ruote elicoidali, ma contemporaneamente sia in grado di compensare le dilatazioni termiche.

Queste due esigenze vengono normalmente conciliate seguendo il principio che la spinta assiale in ogni direzione deve essere sopportata esclusivamente da un solo cuscinetto.

Costruttivamente una soluzione molto utilizzata a tal fine è quella rappresentata in Figura 4-58: un cuscinetto sopporta la spinta assiale in entrambe le direzioni (quello di sinistra), mentre l'altro è libero di scorrere in entrambe le direzioni nella sede e quindi non può sopportare alcuna spinta assiale.

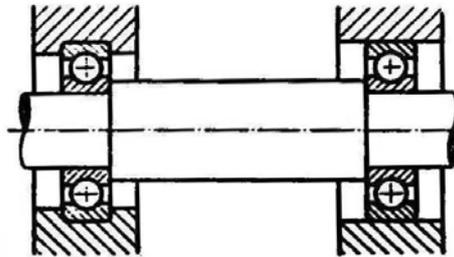


Figura 4-58 Montaggio dei cuscinetti

4.8 Cenni alla lavorazione delle ruote dentate

Gli ingranaggi sono normalmente dentati sulle dentatrici a creatore e successivamente vengono sbarbati e poi sottoposti a trattamento di indurimento per tempra a induzione.

Solamente le vetture di classe più elevata impiegano ruote dentate che, dopo il trattamento di indurimento, vengono anche rettificate: questa lavorazione, infatti, è estremamente costosa a causa del costo della macchina e della lentezza della lavorazione; tuttavia i vantaggi che si ottengono sono considerevoli:

- grande precisione dimensionale;
- elevato livello di finitura;
- possibilità di effettuare correzioni di profilo molto accurate.

5 ELENCO DEI SIMBOLI

Alcuni simboli hanno più di un significato.

Le lettere maiuscole sono generalmente utilizzate per individuare:

- forze e momenti (coppie);
- coefficienti;
- lavoro ed energia;
- matrici;
- potenze;
- punti geometrici;
- superfici estese.

C	coppia erogata dal motore, detta anche motrice ($=M_m$)
C_d	coppia disponibile alle ruote
C_r	coppia resistente
C_x	coefficiente di resistenza
F	forza generica
F_d	forza disponibile alle ruote
F_p	forza resistente dovuta alla pendenza della strada
F_r	forza resistente totale
$F_{i/rot}$	resistenza al rotolamento della ruota i -esima
F_{rot}	resistenza al rotolamento totale
K	generico termine costante
M	momento generico
M_d	momento disponibile alle ruote
M_f	momento frenante
M_m	momento motore ($=C$)
M_r	momento resistente
Q	consumo chilometrico
R	raggio di rotolamento
R_r	raggio della ruota del veicolo
V	velocità del veicolo
V_a	velocità relativa tra il veicolo e l'aria
W	potenza generica
W_a	potenza resistente aerodinamica
W_d	potenza disponibile alle ruote
W_m	potenza erogata dal motore
W_p	potenza resistente dovuta alla pendenza della strada
W_r	potenza resistente totale
W_{rot}	potenza dovuta alla resistenza al rotolamento
X_a	forza resistente aerodinamica nella direzione del moto

Le lettere minuscole sono generalmente utilizzate per individuare:

- accelerazioni;
- dimensioni geometriche;
- pressioni;
- spostamenti.

d_r	diametro della ruota
f	coefficiente di attrito tra superfici
f_{rot}	coefficiente di resistenza al rotolamento
i	pendenza percentuale della strada
m_{at}	massa apparente traslante
n	numero di giri del motore
n_C	numero di giri del motore in corrispondenza della coppia massima
n_W	numero di giri del motore in corrispondenza della potenza massima
p	pressione generica
q	consumo specifico
s	spostamento generico
z_i	numero di denti della ruota i-esima

Le lettere greche minuscole sono generalmente utilizzate per individuare:

- misure angolari;
- rapporti di trasmissione;
- rendimenti.

α	pendenza della strada
η	rendimento generico
η_c	rendimento del gruppo cambio/frizione
η_d	rendimento del differenziale
η_g	rendimento dei giunti e dell'albero di trasmissione
η_t	rendimento totale di trasmissione tra motore e ruote
τ	rapporto di trasmissione generico
τ_c	rapporto di trasmissione del cambio (con una marcia generica)
τ_{ci}	rapporto di trasmissione del cambio con la marcia i-esima inserita
τ_p	rapporto di trasmissione al ponte
τ_t	rapporto totale di trasmissione tra motore e ruote
τ_0	rapporto di trasmissione della costante di ingranaggio del cambio
ω	velocità angolare generica
ω_a	velocità angolare dell'albero ausiliario del cambio
ω_m	velocità angolare del motore
ω_r	velocità angolare delle ruote
ω_u	velocità angolare dell'albero di uscita del cambio

6 BIBLIOGRAFIA

6.1 Testi

- [Ferr95] G. Ferrari: *Motori a combustione interna*. Edizioni il capitello, Torino, 1995.
- [Gent93] G. Genta: *Meccanica dell'autoveicolo*. Editrice Levrotto & Bella, Torino, 1993.
- [Guig02] M. Guiggiani: *Dinamica del veicolo*. Città Studi Edizioni, Torino, 2002.
- [JuMa93] R.C. Juvinall, K. M. Marshek: *Fondamenti della progettazione meccanica*. Edizioni ETS, Pisa, 1993.
- [Ley2_] H. J. Leyhausen: *Manuale di tecnica automobilistica Vol.2*. Tecniche Nuove.
- [Luc271] D. Lucchesi: *Corso di tecnica automobilistica Vol. 2*. Editore Hoepli, Milano, 1971.
- [NeSG89] K. Newton, W. Steeds, T. K. Garrett: *The Motor Vehicle - 11th ed.*. Butterworths Edition, , 1989.
- [Nunn92] M. J. Nunney: *Light & Heavy Vehicle Technology*. Newnes, 1992.
- [ScLe67] R. Scuto, P. Leone: *Tecnica dell'autoveicolo*. Editrice Levrotto & Bella, Torino.

7 INDICE

1	PREMESSA	1
2	CONSIDERAZIONI GENERALI	4
2.1	Potenza richiesta e potenza disponibile	4
2.1.1	Resistenza al moto e potenza richiesta	4
2.1.2	Potenza fornita dal motore e potenza disponibile	9
2.1.3	Confronto tra la potenza resistente e quella disponibile	12
2.2	Principio di funzionamento e utilità del cambio	14
2.3	Classificazione dei cambi automobilistici	18
3	IL CAMBIO A GRADINI	21
3.1	Calcolo dei rapporti di trasmissione	21
3.1.1	Calcolo del primo e dell'ultimo rapporto	21
3.1.2	Calcolo del numero minimo di rapporti	24
3.1.3	Scelta dei rapporti secondo i termini di una progressione geometrica	25
3.1.4	Scelta dei rapporti con il criterio del minimo consumo	28
3.1.5	Scelta dei rapporti con il criterio della massima accelerazione	30
3.1.6	Valori indicativi dei rapporti di trasmissione per un autoveicolo	35
3.2	Descrizione di un cambio a gradini	36
3.2.1	Classificazione e caratteristiche fondamentali	36
3.2.2	Descrizione e componenti principali	37
3.3	Tipologie costruttive	39
3.3.1	Cambio a tre alberi	39
3.3.2	Cambio a due alberi	44
3.3.3	Funzionamento della retromarcia	44
3.4	Sincronizzatori	45
3.4.1	Analisi della necessità del sincronizzatore	45
3.4.2	Descrizione e principio di funzionamento	47
3.4.3	Classificazione e tipologie costruttive	48
3.4.4	Materiali per anelli sincronizzatori	57
3.5	Dispositivi di comando, selezione, arresto e bloccaggio	58
3.5.1	Dispositivi di comando	58
3.5.2	Dispositivi di selezione	59
3.5.3	Dispositivi di arresto	60
3.5.4	Dispositivi di bloccaggio	60
3.6	Lubrificazione	61
3.7	Cenni alle problematiche di progetto di un cambio	62
3.7.1	Dimensionamento degli ingranaggi	62
3.7.2	La rumorosità	63
3.7.3	Dimensionamento degli alberi	65
3.7.4	Dimensionamento e montaggio dei cuscinetti	65
3.8	Cenni alla lavorazione delle ruote dentate	66
4	ELENCO DEI SIMBOLI	67
5	BIBLIOGRAFIA	69
5.1	Testi	69
6	INDICE	70